



Antti Sinkkonen

## **Trukin nostotoiminnon energiatalous**

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi  
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 16.10.2017

Valvoja: Professori Matti Pietola

Ohjaaja: Tekniikan lisensiaatti Heikki Kauranne

---

**Tekijä** Antti Sinkkonen

---

**Työn nimi** Trukin nostotoiminnon energiatalous

---

**Koulutusohjelma** Konetekniikka

---

**Pää-/sivuaine** Koneensuunnittelu

---

**Koodi** K3001

---

**Työn valvoja** professori Matti Pietola

---

**Työn ohjaaja** tekniikan lisensiaatti Heikki Kauranne

---

**Päivämäärä** 16.10.2017

---

**Sivumäärä** 45

---

**Kieli** suomi

---

## Tiivistelmä

Tässä työssä tutkimuksen kohteena on työntömastotrukin maston toiminta ja sen energiankulutus. Tutkimuksen kohteena olevan trukin voimalinja koostuu lyijyakusta, moottorinohjaimesta, induktiomoottorista ja sen käyttämästä hydraulipumpusta, hydrauliventtiilistöstä ja hydraulisyntereistä. Työssä esitetään tulokset erilaisissa käyttötilanteissa tehdyistä mittauksista, kun muuttujina ovat kuorma, liikenopeus ja liikealue. Tulosten mukaan tutkitun järjestelmän kokonaishyötysuhde käytetyillä parametreilla on 0.26 – 0.58. Järjestelmän sähköisen osan hyötysuhde on alimmillaan nostettaessa matalilla liikenopeuksilla, kun taas hydraulisen osan hyötysuhde on alimmillaan nostettaessa kevyttä kuormaa suurella liikenopeudella. Havaintojen perusteella järjestelmän energian kulutuksen pienentämiseksi avainasemassa ovat sähkömoottorin hyötysuhteen parantaminen ja hydrauliventtiilistössä tapahtuvien häviöiden minimoiminen.

Saadut tulokset energian kulutuksesta ja hyötysuhteista määrittävät lähtötason, johon verrataan erilaisilla energian talteenottoratkaisuilla varustettujen muokattujen järjestelmien ominaisuuksia.

---

**Avainsanat** trukki, energia, hyötysuhde, hydrauliiikka

---



---

**Author** Antti Sinkkonen

---

**Title of thesis** Energy balance of lift truck mast function

---

**Degree programme** Mechanical Engineering

---

**Major/minor** Machine Design

**Code** K3001

---

**Thesis supervisor** Professor Matti Pietola

---

**Thesis advisor** Licentiate of Science(Technology) Heikki Kauranne

---

**Date** 16.10.2017

**Number of pages** 45

**Language** finnish

---

## **Abstract**

This study analyses the energy balance of the driveline of an electrohydraulic reach truck. The study focuses on the lift/lower function of the truck and the aim is to produce detailed knowledge on the energy usage of this function and to evaluate driveline's potentiality for energy regeneration. The analysed driveline consists of a lead-acid battery, motor driver, induction motor coupled with hydraulic pump, control valve package and hydraulic cylinders. Analyses include results from measurements in diverse operational parameters of load, speed and shift range. The results show that the overall system efficiency ranges from 0.26 to 0.58, depending on operational parameters. Subsystem wise it was found that the efficiency of the electric subsystem was lowest while using low velocities for lifting and the hydraulic subsystems efficiency was lowest with high velocities combined with small load. Based on these observations, it is suggested that for reducing energy usage the most beneficial focus areas would be improving efficiency of the induction motor and limiting the losses in the valve package.

The obtained results of energy balance and efficiencies of the energy converting components in this study serve as a baseline against modified systems equipped with different energy recovery implementations.

---

**Keywords** forklift, energy, efficiency, hydraulic

---

## Alkusanat

Tämä diplomityö on tehty Aalto-yliopiston Insinööritieteiden korkeakoulun Konetekniikan laitoksella osana Aalto-yliopiston Multidisciplinary Institute of Digitalisation and Energy -ohjelmaan (MIDE) kuuluvaa HybLab-projektia.

Haluan kiittää professori Matti Pietolaa mahdollisuudesta tämän työn tekemiseen sekä Heikki Kaurannetta työn ohjauksesta ja opastuksesta mittausdatan käsittelyssä ja tieteellisessä kirjoittamisessa.

Lisäksi haluan kiittää Henri Hännistä ja Tapio Lantelaa heidän arvokkaasta avustaan.

Tahdon kiittää vaimoani Eija Hakkolaa hänen tuestaan ja kärsivällisyydestään.

Työtovereitani Koneensuunnittelun ryhmässä kiitän heidän katkeamattomasta tuesta ja kannustuksesta.

Espoo 16.10.2017

Antti Sinkkonen

# Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Merkinnät

1	Johdanto .....	1
2	Työntömastotrukki .....	2
2.1	Masto .....	3
2.2	Hydraulijärjestelmä .....	4
2.3	Sähköjärjestelmä .....	6
3	Mittausuunnitelma .....	7
3.1	Mittausjärjestelmä .....	8
3.2	Tiedonkeruu- ja mittauksenhallintajärjestelmä .....	13
3.3	Mittaustuloksiin liittyvä epävarmuus .....	15
3.4	Muita mittaustulokseen vaikuttavia epävarmuustekijöitä .....	19
4	Mittaukset .....	21
4.1	Mittaustulokset .....	21
5	Tulosten käsittely ja tulokset .....	26
5.1	Energian ja hyötysuhteiden laskenta .....	26
5.2	Laskennallisiin tuloksiin liittyvä epävarmuus .....	29
5.3	Tulokset .....	30
6	Johtopäätökset .....	40
6.1	Energiankulutuksen ja hyötysuhteen arviointi .....	40
6.2	Parannuskohteiden esittäminen .....	40
7	Yhteenveto .....	43
	Lähdeluettelo .....	45
	Liitteet	

## Merkinnät

$e_{\text{DAQ,I}}$	tiedonkeruukortin virran mittauksen maksimivirhe [A]
$e_{\text{DAQ,U}}$	tiedonkeruukortin jännitteen mittauksen maksimivirhe [V]
$E_{\text{hyd,masto}}$	maston hydraulinen energia [J]
$e_{\text{max,h}}$	asema-anturin ilmoitettu maksimivirhe [m]
$e_{\text{max,I}}$	virta-anturin ilmoitettu maksimivirhe [A]
$e_{\text{rel,R}}$	tarkkuusvastuksen aiheuttama suhteellinen virhe [%]
$e_{\eta}$	hyötysuhteen maksimivirhe
$g$	gravitaatiokiihtyvyys [ $\text{m/s}^2$ ]
$h$	korkeus [m]
$I$	virta [A]
$I_{\text{max}}$	virta maksimivirheellä [A]
$k$	kattavuuskerroin
$m$	massa [kg]
$n$	pyörimisnopeus [r/s]
$p$	paine [Pa]
$p_{\text{syl}}$	sylinterin paine [Pa]
$P_{\text{hyd}}$	hydraulinen teho [W]
$P_{\text{hyd, masto}}$	maston hydraulinen teho [W]
$P_{\text{hyd, pump}}$	pumpun hydraulinen teho [W]
$P_{\text{häviö,V1}}$	tehohäviö tilavuusvirta-anturissa 1 [W]
$P_{\text{häviö,V2}}$	tehohäviö tilavuusvirta-anturissa 2 [W]
$P_{\text{max,akku}}$	sähköteho maksimivirheellä [W]
$P_{\text{mek}}$	mekaaninen teho [W]
$P_{\text{sähkö}}$	sähköteho [W]
$\theta$	lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$q_v$	tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$q_{v1}$	pumpulta lähtevä tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$q_{v2}$	mastolle menevä tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$r$	säde [m]
$T$	momentti [Nm]
$t$	aika [s]
$U$	jännite [V]
$u(x_i)$	keskihajonnan estimaatti
$u^2(x_i)$	varianssi
$u_c(y)$	yhdistetty epävarmuus
$u_c(\Delta E_{\text{akku}})$	sähköakulta otetun energian yhdistetty epävarmuus
$u_c(\Delta P_{\text{akku}})$	sähköakulta otetun tehon yhdistetty epävarmuus
$U_k$	laajennettu epävarmuus
$U_{\text{max}}$	jännite maksimivirheellä [V]
$U_{x_{\text{max}}}$	tiedonkeruukortin tulojännite suureen maksimiarvolla [V]
$u_{\text{tk}\%}$	prosentuaalinen epävarmuus [%]
$U_{\text{tk},-/+}$	tiedonkeruukortin mittausalueen minimi-/maksimiarvo
$u_{\text{tk,res}}$	tiedonkeruukortin kanavakohtainen epävarmuus
$u_{\text{tk,res,abs}}$	tiedonkeruukortin lukuresoluutio
$v$	nopeus [m/s]
$W_{\text{hyd}}$	hydraulinen työ [J]
$W_{\text{mek}}$	mekaaninen työ [J]
$x_{\text{ant},-/+}$	anturin mittausalueen ala-/yläraja
$x_{\text{max}}$	mitattavan suureen maksimiarvo
$y_{\text{FS}}$	anturin täyden mittausalueen arvo
$y_{\delta}$	tiedonkeruukortin lukuvirheen maksimiarvo

$y_{\sigma}$	virheen absoluuttiarvo
$y_{\sigma\%}$	epävarmuus [%]
$z$	A/D-muuntimen bittimäärä
$\Delta E_{\text{akku}}$	sähköakun luovuttama energia [J]
$\Delta E_{\text{pot}}$	potentiaalienergian muutos [J]
$\Delta h$	taakan aseman muutos[m]
$\Delta t$	näytteenottoväli [s]
$\eta_{\text{kok}}$	kokonaishyötysuhde
$\eta_{\text{masto}}$	maston energian muunnon hyötysuhde
$\eta_{\text{min}}$	hyötysuhteen minimiarvo maksimivirheellä
$\eta_{\text{pumppu}}$	hydraulipumpun kokonaishyötysuhde
$\eta_{\text{sähkö}}$	voimalinjan sähköisen osan hyötysuhde
$\eta_{\text{vent}}$	suuntaventtiilin suhteellinen tehohäviö



# 1 Johdanto

Tämä diplomityö on tehty osana Aalto-yliopiston Multidisciplinary Institute of Digitalisation and Energy -ohjelmaan (MIDE) kuuluvaa HybLab-projektia. Kyseinen ohjelma koostuu digitalisointiin ja energiaan liittyvistä projekteista ja sen päämääränä on pyrkiä luomaan tuotteistettavissa olevia sovelluksia.

HybLab-projektissa tutkitaan työkonien varustamista hybridienergiajärjestelmillä päämäärän ollessa työkonien energiankulutuksen puolittaminen. Tällaisissa järjestelmissä laitteen toiminnot on toteutettu hyödyntäen kahta voimanlähdettä, ja usein näistä toinen kykenee myös vastaanottamaan energiaa. Tavanomaisia yhdistelmiä ovat polttomoottorin ja sähkömoottorin sisältävät järjestelmät.

Monissa työkonissa, kuten materiaalin hallintaan liittyvissä nostimissa esiintyy työsyklejä, jotka ovat periaatteessa nollatyösyklejä. Näissä työsykleissä laite tekee ensin työtä taakkaan ja syklin toisessa vaiheessa taakka tekee työtä laitteeseen. Tällaisia syklejä ovat tyyppillisesti nosto-lasku ja kiihdytys-jarrutus -toiminnot. Syklin jälkimmäisessä vaiheessa esiintyvä potentiaali- tai liike-energia muutetaan tavallisesti hukkalämmöksi esimerkiksi mekaanisissa jarruissa tai hydrauliventtiileiden muodostamissa kuristuksissa. Tämä hukka-energia on kuitenkin järjestelmästä riippuen mahdollista ottaa ainakin osittain talteen ja hyödyntää sitä seuraavassa syklissä. Näin toteutettavalla energian regeneroinnilla on mahdollista saavuttaa pienempi energian kokonaiskulutus.

HybLab-projektissa on käytössä kaksi koelustaa, työntömastotrukki ja kaivoskuormaaja. Näistä jälkimmäistä käytetään louhitun materiaalin siirtämiseen kaivoksessa, ja tällä laite-typillä ajotoiminto muodostaa pääosan osan laitteen energiankulutuksesta. Edellisessä puolestaan työ- eli nostotoiminnon energiankulutus on ajotoimintoa suurempi. Koska koelustoina toimivien koneiden tyyppiset työsyklit poikkeavat toisistaan merkittävästi, energiatalouden parantamiseen pyritään erityyppisillä ratkaisulla. Kaivoskuormaimen ajo-voimansiirto varustetaan sähköhybridijärjestelmällä ja trukkiin toteutetaan hydraulinen potentiaalienergian talteenotto.

Tässä työssä tutkitaan edellä mainitun työntömastotrukin energiataloutta. Tutkimus on rajoitettu trukin maston toimintojen tutkimiseen, työn painopisteen ollessa nosto- ja laskutoimintojen energiatalouden analysoinnissa. Tehtävien mittausten perusteella arvioidaan mahdollisuuksia energian talteenottoon trukin mastohydrauliikassa. Tavoitteena on todentaa trukin mastohydrauliikan energiankulutus sekä energian muuntamiseen ja siirtoon liittyvien komponenttien hyötysuhteet. Mittaustuloksia tullaan hyödyntämään tutkittaessa laitteeseen toteutettavan energian talteenoton vaikutusta trukin energiankulutukseen.

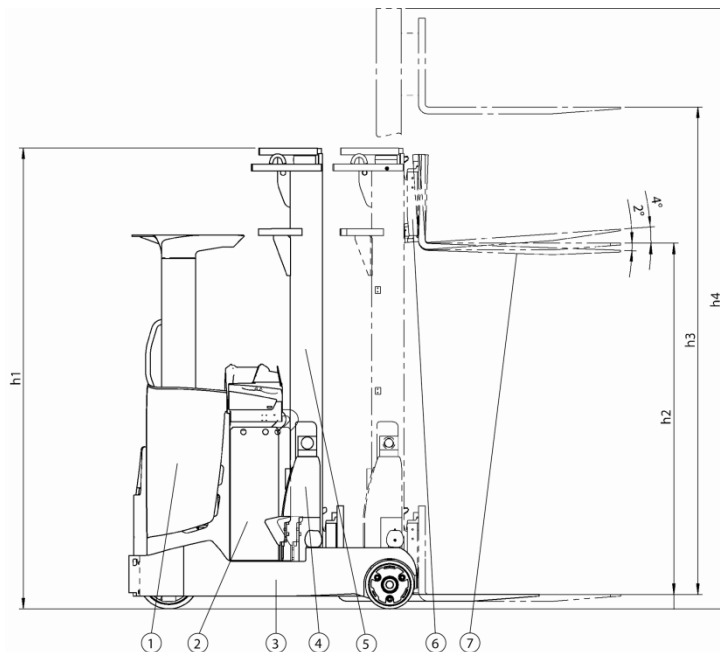
Työssä toteutettu mittausjärjestelmä ja hydraulijärjestelmän anturointi on suunniteltu siten, että mittaustuloksista pystyttiin laskemaan kunkin energiaa muuntavan tai siirtävän komponentin tai kokonaisuuden hyötysuhde.

## 2 Työntömastotrukki

Määritelmän mukaan trukki on yleisesti omalla voimallaan vapaasti liikkuva lähisiirtolaite, joka on suunniteltu kuormien nostamiseen, pinoamiseen ja kuljettamiseen. Työntömastotrukissa on nostotoiminnon lisäksi mahdollisuus siirtää mastokokonaisuutta myös trukin pituussuunnassa. Maston ollessa täysin edessä työntömastotrukki toimii vastapainoperiaatteella ja vastaavasti maston ollessa vedettynä taakse trukki toimii tukipyöräperiaatteella. Edellisessä tapauksessa taakka pyrkii keventämään yhtä tukipistettä, kun taas jälkimmäisessä taakan ja maston yhdistetty painopiste on pyörien maahankosketuspisteiden muodostaman alueen sisäpuolella, jolloin paino lisää kaikkien tukipisteiden kuormitusta. Trukkien energianlähteinä käytetään tyypillisesti ajoneuvopolttoaineita (diesel, bensiini), nestekaasua tai sähköä. Sisäkäyttöön tarkoitetuissa työntömastotrukeissa energianlähteenä on lähes poikkeuksetta sähköakku. (Rocla Solutions Oy, 2014)

Tässä tutkimuksessa tarkastellaan Rocla HX -työntömastotrukkia, joka on varustettu kolmivaiheisella vapaanostomastolla. Vapaanostolla tarkoitetaan nostokorkeutta, johon trukin haarukat voidaan nostaa maston rakennekorkeuden kasvamatta. Vapaanostokorkeuden saavutettuaan masto nousee teleskooppimaisesti. Tämän korkeuden yläpuolista korkeutta kutsutaan tässä tutkimuksessa ylänostoalueeksi.

Kuvassa 1 on esitetty trukin rakenne pääpiirteissään. Trukin runko koostuu ruuviliitoksin liitetystä hitsatuista levyrakenteista, joista suurimmat kokonaisuudet ovat pohjalevy (3) ja ohjaamokehikko (1). Runko toimii alustana muille komponenteille ja kokonaisuuksille, kuten ajovoimansiirrolle, akulle (2), sähköjärjestelmälle, työntökelkalle (4) ja mastokokonaisuudelle (5), josta tarkemmin luvussa 2.1.



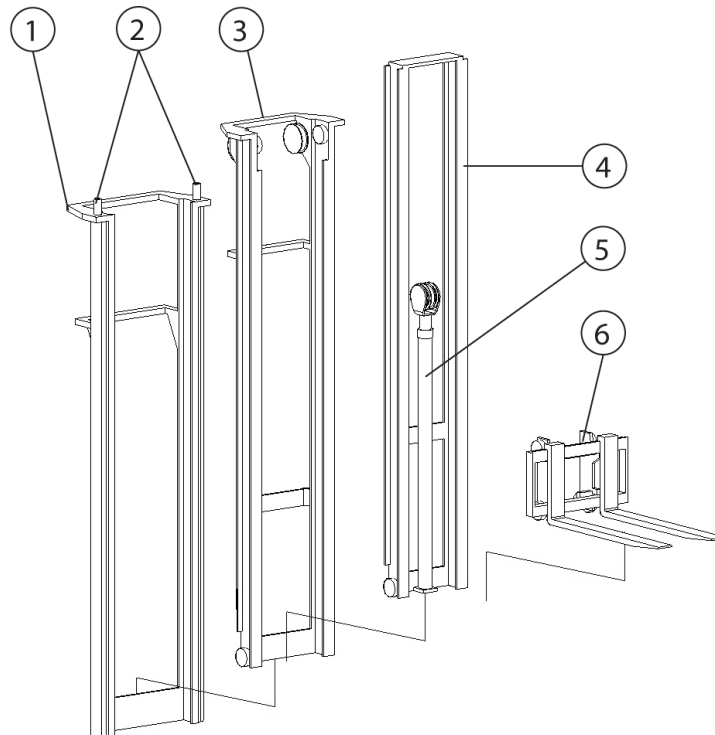
**Kuva 1. Työntömastotrukin mitat;  $h1$ : alarakennekorkeus,  $h2$ : vapaanostokorkeus,  $h3$ : nostokorkeus,  $h4$ : ylärakennekorkeus. (Rocla)**

Työntökelkka toimii maston kiinnitysalustana. Maston työntöliike tapahtuu siirtämällä työntökelkkaa hydraulisynterillä, jolloin kelkka liikkuu rungossa olevilla johteilla. Kuorman kannatteluun käytetyt nostohaarukat (7) on kiinnitetty nostokelkkaan (6), johon on puolestaan sijoitettu kaksitoimiset hydraulisynterit haarukoiden kallistamista ja sivusiirtoa varten. Nostokelkka itse liikkuu maston johteissa.

## 2.1 Masto

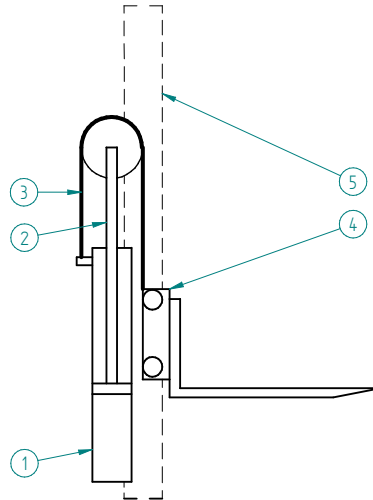
Masto mahdollistaa siirrettävän materiaalin noston, laskun ja pinoamisen. Näiden tehtävien edellyttämät toiminnot on edullista toteuttaa hydraulisyntereillä johtuen tarvittavasta voimatasosta. Hydraulisyntereiden monia muita toimilaitteita parempi voimatiheys mahdollistaa rakenteen tilantarpeen minimoimisen.

Masto rakentuu sisäkkäin sijoittuvista kelkoista, jotka pääsevät liikkumaan toisiinsa nähdessä johdepyörien varassa. Kuvassa 2 mastorakenne on purettu pääosiin, jotka ovat perusmasto (1), ensimmäinen (3) ja toinen (4) välikelkka sekä nostokelkka (6), sekä näitä siirtävät hydraulisynterit (2 ja 5), joista synterit (2) on integroitu maston rakenteeseen (nk. integraalimasto).



**Kuva 2. Maston rakenne.**

Kuvassa 3 on esitetty vapaanostotoiminto, joka on toteutettu yhdellä yksitoimisella hydraulisylinterillä (5 kuvassa 2). Sylinterin (1) liike välittyy nostoketjun (3) ja sylinterin männänvarren (2) päässä olevan väkipyörän avulla nostokelkalle (4). Taljarakenteen ansiosta kelkan liikepituuteen tarvittava sylinterin liikematka puolittuu ja mekanismin tilantarve maston korkeussuunnassa ei ylitä kelkan liikealuetta. Vapaanostosylinteri on kiinnitetty toiseen välikelkkaan (5) ja nostokelkka liikkuu johteillaan toisessa välikelkassa.



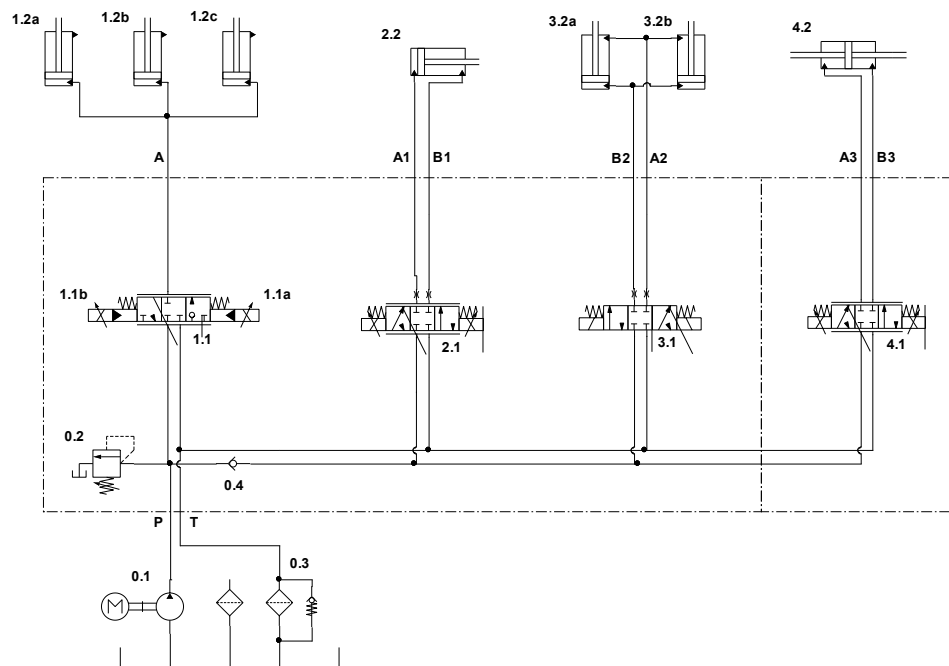
**Kuva 3. Maston vapaanostotoiminnon periaate.**

Välikelkkojen nostoliike on toteutettu maston rungon ja ensimmäisen välikelkan väliin sijoitetuilla kahdella yksitoimisella sylinterillä (2, Kuva 2), jotka on integroitu maston johdeprofiiliin. Sylinterit nostavat suoraan ensimmäistä välikelkkaa, jonka liike välitetään siihen kiinnitettyjen väkipyörien ja maston runkoa sekä toista välikelkkaa yhdistävien nostoketjujen avulla toiseen välikelkkaan.

## **2.2 Hydraulijärjestelmä**

Trukin hydraulijärjestelmän tehtävänä on mahdollistaa nostokelkan nosto, paikallaanpito ja lasku, maston edestakainen työntöliike, haarukoiden kallistus sekä haarukoiden sivusiirto. Kaikki toiminnot on toteutettu sylintereillä, joiden tarvitsema tilavuusvirta tuotetaan yhdellä hammaspyörätyyppisellä hydraulipumpulla, jota puolestaan käytetään taajuusmuuttaja-ohjatulla sähkömoottorilla.

Sylinteritoimintojen hallinta on toteutettu yhteen lohkoon kootuilla venttiileillä, joilla aikaansaadaan nosto-, työntö- ja kallistusliiketoiminnot. Tähän venttiilikokonaisuuteen on liitetty erillinen lohko, jossa on sivusiirron toteuttava suuntaventtiili. Näiden lisäksi venttiilikokonaisuuteen voidaan tarvittaessa liittää myös muita suuntaventtiililohkoja lisätoimintoja varten, kuva 4.



**Kuva 4. Mastohydrauliikan piirikaavio. Järjestelmän pääosat ovat 1: nosto/lasku, 2: työntö/veto, 3: haarukoiden kallistus, 4: haarukoiden sivusiirto.**

Vapaanostosylinteri ja maston nostosylinterit ovat rinnan kytketyt. Sylinterien pinta-aloista ja sylintereihin kohdistuvista maston rakenteesta aiheutuvista kuormista johtuen vapaanostosylinteri vaatii alemman painetasen saman hyötykuorman nostamiseksi kuin maston nostosylinterit. Vasta kun vapaanostosylinteri on saavuttanut täyden työpituutensa, hydraulijärjestelmän paine voi nousta vastaamaan maston nostosylintereihin kohdistuvaa kuormaa. Vastaavasti laskuliikkeen aikana paine nostosylintereissä ei voi laskea vapaanostosylinterin vaatiman vastapaineen tasolle ennen kuin maston nostosylinterit ovat täysin sisällä. Tämä takaa sylinterien ja maston vaiheiden toiminnan oikeassa järjestyksessä.

Nostoliike toteutetaan ohjaamalla proportionaalisen painekompensoidun 3/3-suuntaventtiilin (1.1) luisti asentoon, jossa pumpun (0.1) tuottama tilavuusvirta kulkee P-linjasta toimilaitelinjaan A. Tämän aikaansaamiseksi annetaan ohjaus sähkömagneetille (1.1a), jolloin suuntaventtiilin luisti siirtyy täysin auki olevaan asentoon ja venttiilin nostoliikkeen aikainen painehäviö minimoituu. Tällöin tilavuusvirta kulkee sylintereille suuntaventtiiliin sisältyvän vastaventtiilin kautta ja ohittaen venttiiliin integroidun painekompensaattorin, jota tarvitaan vain taakan laskuvaiheen hallinnassa. Haarukoiden nostonopeutta puolestaan ohjataan pumppua käyttävän sähkömoottorin pyörimisnopeutta muuttamalla.

Maston lasku tapahtuu antamalla ohjaus venttiiliin (1.1) sähkömagneetille (1.1b). Venttiilin sisältämän painekompensaattorin tehtävänä on pitää vakio paine-ero suuntaventtiilin yli, jotta tilavuusvirta venttiilin läpi tietyllä luistin avaumalla pysyy samana taakan aiheuttamasta paineesta riippumatta. Laskunopeuden hallinta tapahtuu kuristamalla virtausta suuntaventtiilillä.

Maston työntöliike on toteutettu kaksitoimisella sylinterillä (2.2), jota hallitaan sekä sähköisesti ohjatulla 4/3-proportionaalisuuntaventtiilillä (2.1) että ohjaamalla pumpun pyörimisnopeutta. Suuntaventtiili sisältää painekompensaattorin sekä antikavitaatioventtiilit,

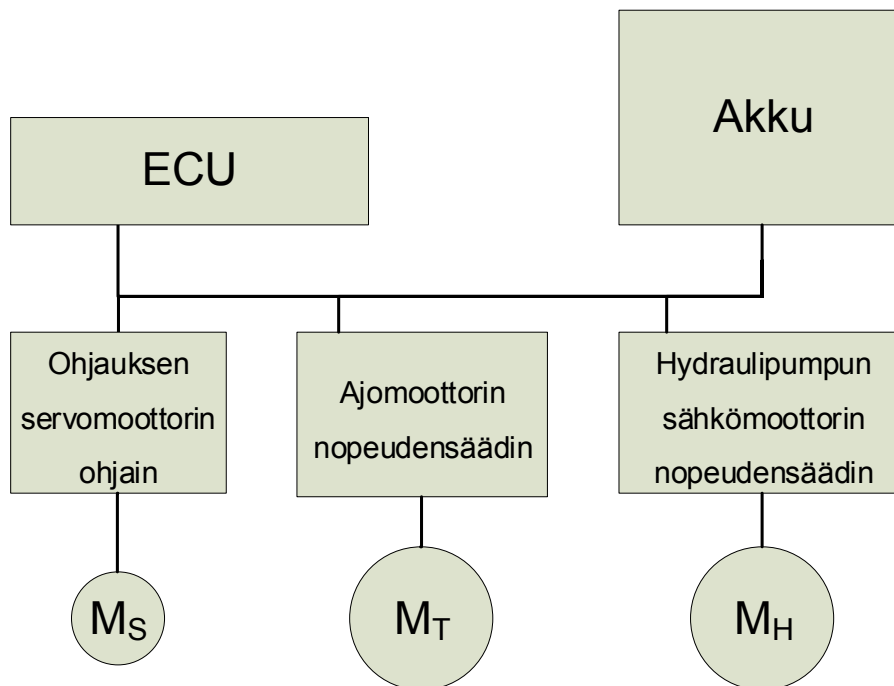
jotka mahdollistavat virtauksen tankkilinjasta sylinterin kammioihin, mikäli sylinterin asema muuttuu ulkoisen kuorman vaikutuksesta.

Haarukoiden kallistusliike on toteutettu kahdella rinnan kytketyllä kaksitoimisella sylinterillä (3.2a ja 3.2b), joiden liikettä hallitaan sähköisesti ohjatulla 4/3-suuntaventtiilillä (3.1). Haarukoiden sivusiirto on toteutettu symmetrisellä sylinterillä (4.2), jota puolestaan hallitaan 4/3-proportionaalisuuntaventtiilillä (4.1).

### 2.3 Sähköjärjestelmä

Trukin energianlähteenä toimii lyijyakku, joka koostuu 24 sarjaan kytketystä kennosta. Sitä ympäröi päältä avoin teräskotelo, joka toimii akun runkona. Akun kapasiteetti on 620 Ah ja nimellisjännite on 48 voltia. Akun toissijainen tehtävä on vakauttaa massallaan trukkia.

Ajomoottori ja hydraulipumpun sähkömoottori ovat nimellisteholtaan 14 kilowatin vaihtovirtamoottoreita, joita kumpaakin käytetään omalla nopeudensäätimellään.



*Kuva 5. Trukin sähköjärjestelmän periaatekuva.*

Akusta otettavan sähköenergian käyttö on esitetty tämän tutkimuksen kannalta oleellisella tasolla kuvassa 5. Järjestelmä on jaettu akkuun, hydraulipumppua käyttävän sähkömoottorin piiriin, ajomoottorin piiriin, ohjausservon piiriin sekä trukin muuhun elektroniikkaan, joka sisältää muun muassa järjestelmän ohjausyksiköt ja hydrauliventtiilien solenoidit.

### 3 Mittaussuunnitelma

Tämän työn tarkoituksena on selvittää tutkimusalustana toimivan trukin energiankulutusta. Tätä tietoa tarvitaan, jotta voidaan luotettavasti arvioida niiden toimenpiteiden vaikutusta, joilla pyritään parantamaan trukin energiataloutta.

Tutkimuksessa keskityttiin trukin mastohydrauliikan toimintoihin, koska tutkittava laite sisälsi jo valmiiksi sähkökäyttöisen ajotoiminnon jarrutusenergian talteenoton ja toisaalta voitiin perustellusti olettaa, että suurin potentiaali energian talteen otossa on maston nosto- ja laskutoiminnossa. Näiden toimintojen ominaisuuksia selvittäessä muutettavia parametreja olivat siirtymä, nopeus ja kuorma. Muiden mastotoimintojen osalta suoritettiin huomattavasti rajoitetumpia mittauksia, koska kyseisten toimintojen osuus trukin energiankulutuksesta on vähäinen ja koska näiden toimintojen energian regenerointipotentiaali on todennäköisesti trukin kokonaisenergiankulutukseen verrattuna merkityksetön.

Tutkimuksessa käytössä olevalla trukkityyppillä tavanomainen kuorma on useimmiten noin 1000 kg. Tämän vuoksi mittauksissa käytettäväksi kuormiksi valittiin juuri tämä kuorma, täysin kuormittamaton tilanne sekä kaksi täydentävää mittapistettä keskiarvokuorman ympäriltä. Liikenopeuksista kiinnostavin on trukissa käytetty suurin nosto-/laskunopeus, sillä suurin osa käytöstä tapahtuu tällä nopeudella. Tämän lisäksi suoritettiin mittauksia myös alhaisemmilla nopeuksilla, joiden avulla saatiin tietoa nopeuden vaikutuksesta järjestelmän ja sen komponenttien hyötysuhteeseen.

Todellisissa käyttötilanteissa trukilla suoritetaan nostoja vaihtelevilla siirtymillä koko nostoalueella. Tämän takia mittauksia suoritettiin vastaavasti useilla eri siirtymillä siten, että mittaukset kattoivat vapaanostalueen, ylänostoalueen sekä myös näiden yhdistelmän. Erilliset mittaukset kahdella ensin mainitulla alueella johtuvat siitä, että nostoliike näillä alueilla tapahtuu eri sylintereillä, jolloin myös energiankäyttö poikkeaa toisistaan. Mittauksissa käytetty suurin nostokorkeus jouduttiin rajaamaan maston maksiminostokorkeutta alhaisemmaksi tutkimushallin korkeusrajoituksista johtuen.

Taulukossa 1 on esitetty mittausparametrien arvot, tarkempi mittausohjelma on esitetty kokonaisuudessaan liitteessä 1.

**Taulukko 1. Mittausparametrit.**

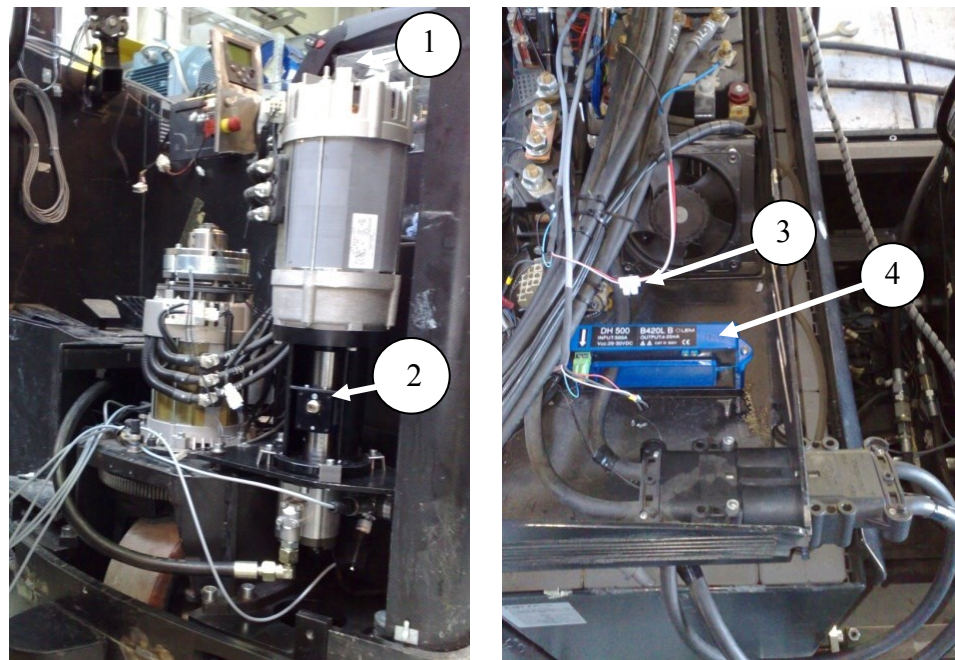
<i>m</i> [kg]	<i>v</i> [m/s]	<i>h</i> [m]
0	0,1	0,5–2,5
500	0,3	3,0–5,0
1000	0,4	0,5–5,0
1500		

Mittauksia suoritettiin lähes kaikilla Taulukossa 1 esitettyjen mittausparametrien arvojen kombinaatioilla sekä nosto- että laskusuuntaisina siirtyminä, jolloin perusmittausten koko-

naismääräksi saatiin 71 kappaletta, joista kukin suoritettiin kolme kertaa. Lisäksi mitattiin yhtä kuormaa käyttäen myös muita työliikkeitä. Näiden mittausten tarkoituksena oli saada suuntaa antavaa perustietoa kyseisten liikkeiden osuudesta trukin kokonaisenergiankulutuksessa. Suoritetut työliikkeet olivat maston työntöliike, haarukoiden kallistus sekä sivusiirtoliike.

### 3.1 Mittausjärjestelmä

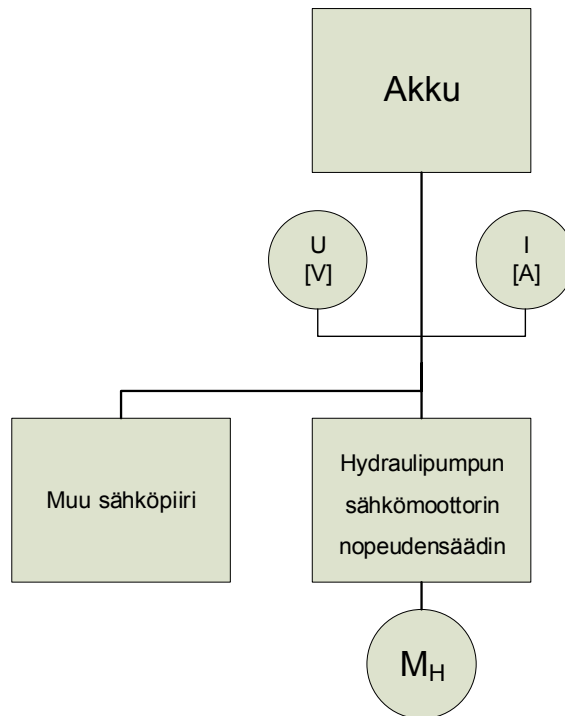
Trukin energiankäytön tehokkuutta voidaan arvioida vertaamalla laitteen tehonlähteestä (sähköakku) otettavaa energiaa hyötykuorman potentiaalienergian muutokseen. Kokonaisyötysuhteen lisäksi tutkimuksen kannalta on oleellista tuntea myös energiahäviöiden jakautuminen komponenttien tai osakokonaisuuksien kesken. Tämän selvittämiseksi trukin mastohydrauliikan energiansiirtoketjun anturointi toteutettiin siten, että mittaustuloksista kyettiin laskemaan siirtyvä energia tai tehty työ järjestelmän eri pisteissä ja määrittämään järjestelmän osien hyötysuhteet erilaisissa käyttötilanteissa. Tämä vaatii anturoinnin komponentin energian sisäänmeno- ja ulostulopisteisiin. Energian siirron ja muuntamisen kannalta kiinnostavimpia pisteitä ovat nopeudensäädin/sähkömoottori-kokonaisuus, hydraulipumppu, nostotoiminnon venttiilistö sekä maston hydraulisylinterit.



*Kuva 6. Energiansiirtoketjun sähköisen osion anturointi.*

Sähköakulta otetun energian tuntemiseksi on mitattava trukin akulta ottama virta sekä jännite. Virta mitataan trukin sähköjärjestelmän ja akun yhdistävästä kaapelista (4 kuvassa 6). ja jännitettä puolestaan syöttökaapeleiden väliltä (3). Tällöin mittauspisteen ollessa akun ja muun järjestelmän välissä mitataan koko trukin ottama sähköenergia, joka sisältää myös muiden kuin pelkän maston toimintoihin liittyvän elektroniikan käyttämän energian (kuva 7). Sähkömoottorin ( $M_H$ ) ja sitä ohjaavan nopeudensäätimen ( $SC_H$ ) yhdistettyä kokonaisyötysuhdetta voidaan arvioida mittaamalla edellisten lisäksi sähkömoottorin antotehoa, jonka selvittämiseksi mitataan sähkömoottorin pyörimisnopeutta (1) ja momenttia (2).





**Kuva 7. Sähköenergian mittausjärjestely.**

Koska hydraulipumppu on yhdistetty kytkimien ja momenttianturin välityksellä suoraan sähkömoottorin ulostuloakseliin, pumpun ottama teho on käytännössä sama kuin sähkömoottorin antoteho. Pumpun tuottama hydraulinen teho saadaan selville pumpun tuottaman tilavuusvirran ja pumpun yli vallitsevan paine-eron avulla. Tilavuusvirta mitataan pumpun lähtölinjasta ja paine-ero saadaan selville mittaamalla paine sekä lähtö- että imulinjassa.

Hydrauliventtiileissä muodostuu tilavuusvirrasta riippuva painehäviö, minkä takia osa venttiilille tulevasta hydraulien energiasta muuttuu lämmöksi siirtyen venttiilin rakenteisiin ja hydraulineesteeseen. Venttiileiltä ulos tuleva hydrauliteho saadaan mittaamalla tilavuusvirta ja paine venttiilin ja maston välisessä hydraulilinjassa. Paineen mittauspisteeksi valittiin linjan maston puoleinen pää mahdollisimman lähellä nostosylintereitä, jolloin mittauspiste toimi myös sylinterien paineen mittauspisteinä. Tilavuusvirran mittauspiste puolestaan sijoitettiin mahdollisimman lähelle venttiiliä.

Hydraulisylintereiden tekemä työ saadaan laskettua sylinterin varren siirtymän ja sylinteriin kohdistuvan voiman avulla. Sylinterin siirtymä voidaan laskea nostokelkan siirtymästä ja voima puolestaan mitatun paineen ja sylinterin varren halkaisijan avulla.

Potentiaalienergian muutoksen laskemiseksi on tunnettava nostettu massa, joka koostuu maston rakenneosien massoista ja hyötykuormasta, sekä noston liikematka, joka puolestaan saadaan mittaamalla nostokelkan siirtymää.

Tutkimuksessa hyödynnetty mittausjärjestelmä koostui mittaustietokoneesta, mittausohjelmasta, tiedonkeruukortista ja truckiin asennetuista antureista. Hydraulijärjestelmän paineiden mittaukseen käytettiin piezoresistiivisiä Keller PA23S -paine-lähettimeitä. Hydraulinesteen lämpötilan mittaukseen käytettiin Hydac ETS 4144 lämpötila-antureita, joiden antama virtasignaali muutettiin tarkkuusvastuksella mittakortille soveltuvaksi 2–10 V jännitesignaalksi.

Tilavuusvirtojen mittaukseen käytettiin syrjäytysperiaatteella toimivia Kracht VC1-tilavuusvirta-antureita, joiden tuottama pulssisignaali muutettiin 0–10 V jännitesignaaliksi Kracht AS-8 vahvistimilla. Antureilla mitattiin pumpulta lähtevää tilavuusvirtaa sekä maston nostosylintereille menevää tilavuusvirtaa.

Kelkan asemaa mitattiin vetolanka-tyyppisellä, potentiometriin perustuvalla WayCon SX120 absoluuttista asemaa mittaavalla anturilla. Anturin virtasignaali muutettiin tarkkuusvastuksella 2–10 V jännitesignaaliksi.

Voimien mittaukseen käytettiin venymäliuskoihin perustuvia voima-antureita. Anturit olivat asennettu siten, että ne mittasivat trukin maston nostoketjuihin kohdistuvaa vetoa. Voimaa mitattiin kahdesta pisteestä, nostokelkkaan kiinnittyvistä nostoketjuista (anturi: HBM S9) ja toisesta ensimmäiseen välikelkkaan kiinnittyvästä nostoketjusta (anturi: Kyowa BL-5TB), Kuva 8. Voima-antureiden millivolttisignaalit vahvistettiin 0–10 V jännitesignaaliksi Kyowa MCD-8A vahvistimella.



**Kuva 8. Energiansiirtoketjun masto-osion anturointi. Vasemmalla nostokelkan voima-anturi, oikealla välikelkan voima-anturi.**

Hydraulipumpun vaatimaa momenttia mitattiin venymäliuskoihin perustuvalla momentti-anturilla (Kistler 4502A100RA), joka oli asennettu kytkimillä pumpun ja sitä käyttävän sähkömoottorin akseleiden väliin. Sähkömoottorin pyörimisnopeutta mitattiin induktiivisella anturilla, jota varten moottorin akselille oli asennettu hammastettu mittapyörä. Pulssisignaali muutettiin jännitesignaaliksi vahvistimella RedLion PRA1-302-2.

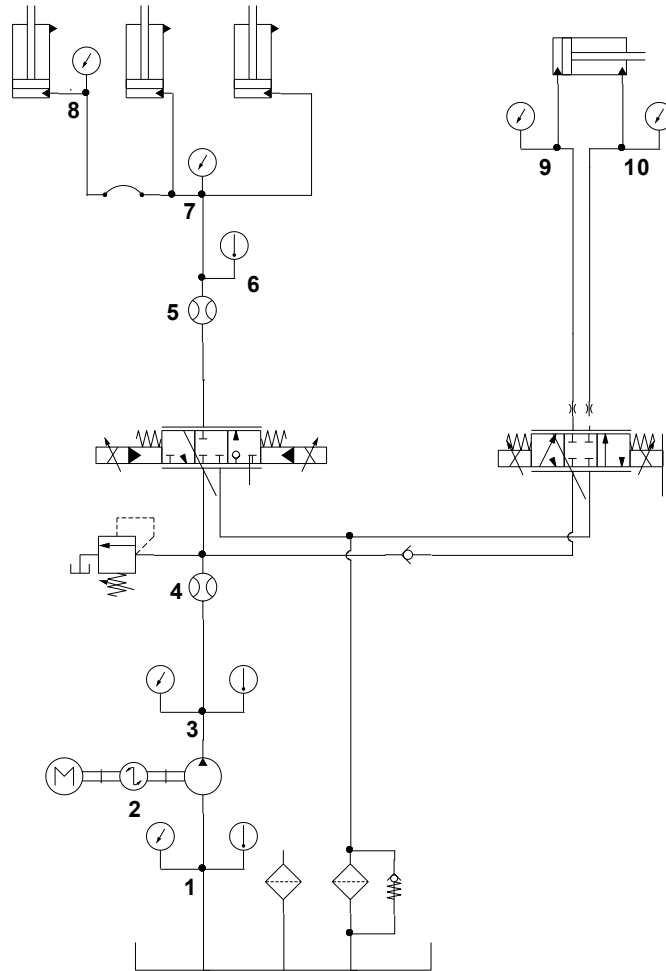
Sähköakusta otettua virtaa mitattiin Hall-efektiin perustuvalla virta-anturilla LEM DH500, jolla mittaus voitiin tehdä kosketuksettomasti alkuperäisiä sähkökytkentöjä muuttamatta. Mitattu akun lähtöjännite oli muutettava mittakortille sopivaksi, mikä tehtiin 0,1% tarkkuuden omaavilla tarkkuusvastuksilla toteutetulla jännitteenjaolla.

**Taulukko 2. Antureiden mitta-alueet, valmistajien ilmoittamat virheet.**

Anturi	Suure	Mitta-alue	Virhe	Lähtösignaali
Keller PA23S	$p$	0–400 bar	$\pm 0,5 \%$ FS	0–10 V
Kistler 4502A100	$T$	$\pm 100$ Nm	-	-5–5 V
Hydac ETS4144	$\theta$	-25–100 °C	$\pm 0,8 \%$ FS	4–20 mA
HBM S9	$F$	$\pm 50$ kN	0,05 % FS	2 mV/V
Kyowa BL-5TB	$F$	$\pm 50$ kN	$\pm 0,1 \%$ FS	1 mV/V
LEM DH500	$I$	$\pm 500$ A	0,1 % FS	4–20 mA
WayCon SX120	$h$	0–6000 mm	$\pm 0,1 \%$ FS	4–20 mA
Kracht VC 1	$q_v$	$\pm 0,4$ –80 l/min	$\pm 0,3 \%$ FS	pulssi

**Taulukko 3. Vahvistimien ominaisuuksia.**

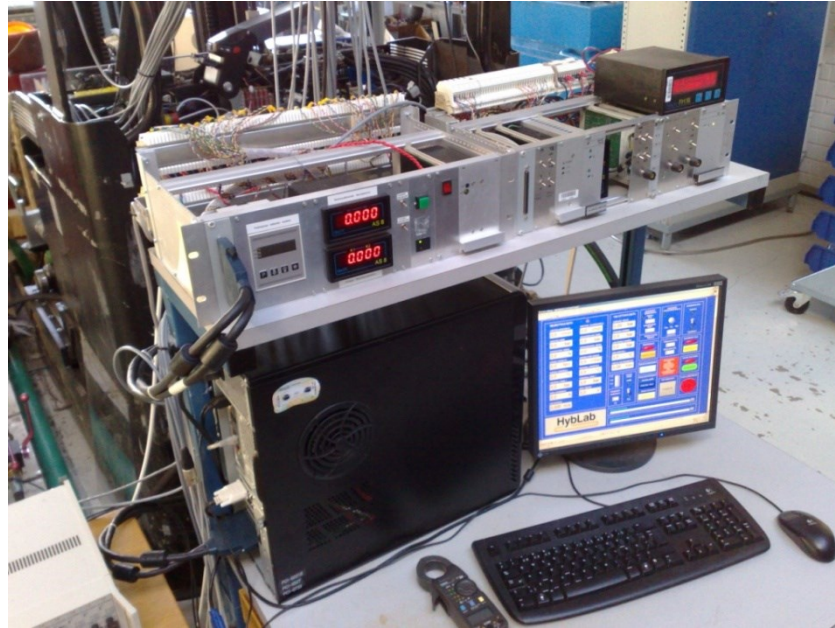
Vahvistin	Tulosignaali	Mitta-alue	Virhe	Lähtösignaali
Kyowa CDV-71A	0–4 mV	-	$\pm 0,05 \%$ FS	0–10 V
Kracht AS-8	pulssi	1–2500 Hz	-	-10–10 V
RedLion PRA1-302-2	pulssi	0–800 Hz	$\pm 0,25 \%$ FS	4–20mA
tarkkuusmittavastus	4–20mA		$\pm 0,1 \%$	2–10 V



**Kuva 9. Anturoitu hydraulipiiri.**

Pumpun imulinjan paine ja öljyn lämpötila mitataan pisteestä (1), kuva 9. Pumpun tarvitsema käyttömomentti mitataan sen käyttöakselin ja sähkömoottorin ulostuloakselin väliin asennetulla momenttianturilla (2). Pumpulta lähtevä tilavuusvirta mitataan tilavuusvirta-anturilla (4) ja sen ja pumpun välissä on lähtölinjan paineen ja öljyn lämpötilan mittauspiste (3). Mastolle menevä tilavuusvirta mitataan venttiililohkolta mastolle menevästä toimilaitelinjasta (5) ja tämän anturin yhteydessä on öljyn lämpötilan mittauspiste (6). Nostosylinterien paineen mittauspiste on nostosylintereille menevien putkien haaroituksessa (7). Vapaanostosylinterin paineen mittauspiste on sylinterin välittömässä läheisyydessä (8).

Mittauksissa käytettiin National Instrumentsin PCI-6031E 64-kanavaista, 16 bittistä analogista tiedonkeruukorttia. Differentiaalisella mittauskytkennällä käytettävissä oli 32 kanavaa, joista tutkimuksessa oli käytössä 18. Tiedonkeruukortin analogista lähtöä käytettiin trukin nostotoiminnon ohjaamiseen suoraan mittaus tietokoneella. Mittaussovellus oli toteutettu National Instrumentsin LabVIEW 8.6 ohjelmistoa käyttäen.

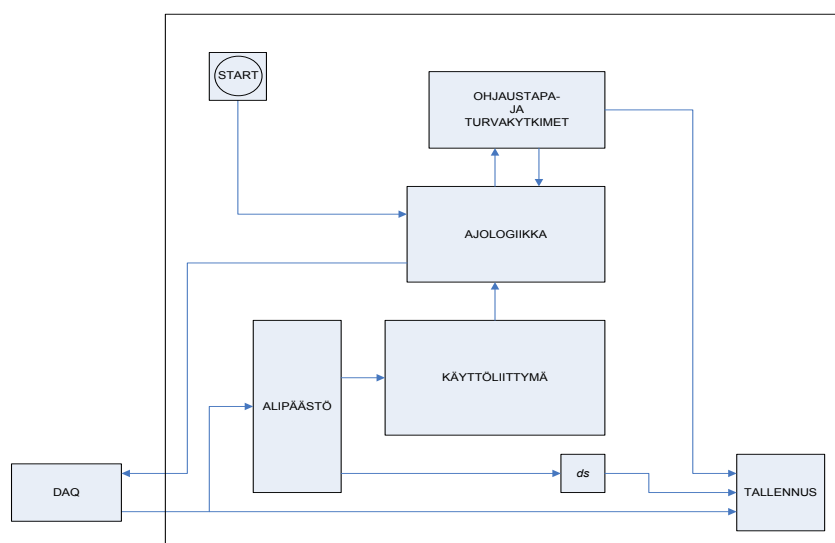


**Kuva 10. Mittauksen hallinta- ja tiedonkeruulaitteisto.**

Mittaussovellukseen sisältyi varsinaisten mittaus- ja datatallennustoimintojen lisäksi myös turvallisuustoimintoja. Näillä varmistettiin muun muassa nostotoiminnon pysäyttäminen poikkeustilanteissa. Näiden lisäksi mittausjärjestelmään oli toteutettu vielä mittaussovelluksesta erillinen sähköinen hätäpysäytys, koska maston nostokorkeus oli suurempi kuin tutkimushallin sisäkorkeus.

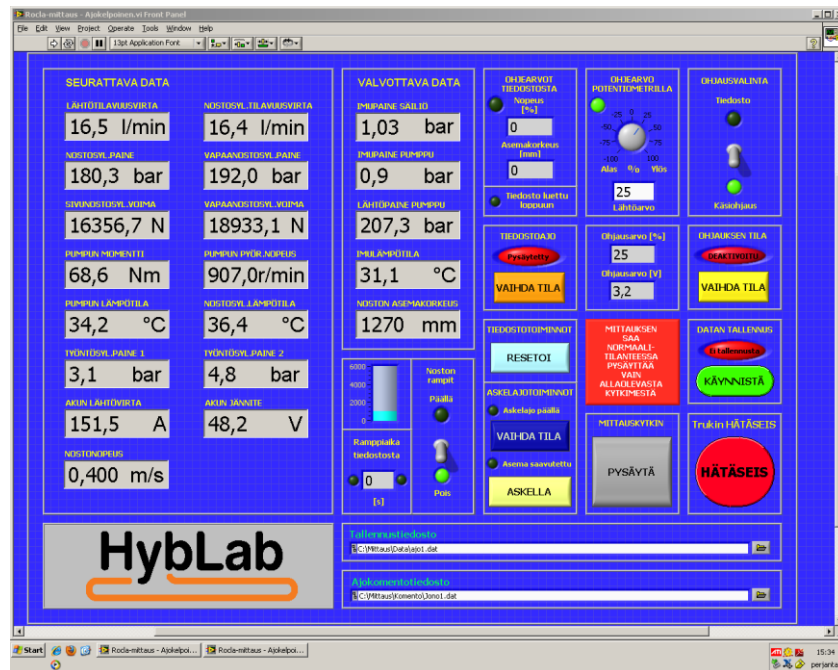
### **3.2 Tiedonkeruu- ja mittauksenhallintajärjestelmä**

Nosto- ja laskuliikkeet ajettiin LabVIEW-pohjaisen mittaussovelluksen ohjaamina, jotta saavutettiin parempi nopeuskäskyn hallinta ja toistettavuus. Lisäksi menettelyllä pystyttiin parantamaan mittaukstopahtuman ergonomiaa vähentämällä mittajan kuormitusta. Kuvassa 11 on esitetty hallinta- ja tiedonkeruujärjestelmän periaatetasoinen lohkokkaavio.



**Kuva 11. Hallinta- ja tiedonkeruusovelluksen periaate.**

Sovellusta käytetään kuvan 12 mukaisen graafisen käyttöliittymän avulla. Sen kautta voidaan hallita ajotilannetta, mittauksia ja tiedon tallentamista. Ajotilanteen hallinta tapahtuu antamalla ohjauskäsky joko suoraan käyttöliittymässä olevalla virtuaalisella potentiometrillä tai vaihtoehtoisesti ASCII-muotoiseen ajotiedostoon kootulla ajokomentolistauksella. Jälkimmäisessä tapauksessa ajokomento koostuu suunnan sisältävästä nopeustiedosta, tavoiteasemasta ja mahdollisesta nopeudenmuutoksen ramppiajasta. Ajokomentoriveistä voitiin koota suurempi liikekokonaisuus, esimerkiksi useita nostoja ja laskuja sisältävä ajosykli. Tallennuksen ja mittauksen käynnistystä ja pysäyttämistä hallitaan käyttöliittymän virtuaalisilla kytkimillä. Käyttöliittymä sisältää myös hätäseis-kytkimen, joka pakottaa ohjauskäskyn nolnaan eli pysäyttää käynnissä olevan liikkeen.



**Kuva 12. Mittaussovelluksen käyttöliittymä.**

Ajologiikkalohko valvoo ajotiedostolla määritellyn liikesyklin toteutumista vertaamalla vallitsevaa asemaa tiedostossa kulloinkin annettuun tavoitearvoon. Lohko antaa lähtötietonaan liikenopeuden käskyarvon. Ajosykli on mahdollista suorittaa myös askelajona, jossa käyttäjä kuittaa erikseen jokaisen ajovaiheen.

Ohjaustapa- ja turvakytkinlohko käsittää graafisessa käyttöliittymässä sijaitsevat virtuaaliset vaihtokytkimet, joilla valitaan ohjaustapa ja aktivoidaan ohjaus sekä hätäseistoiminnon toteuttavan loogisen ketjun.

Tallennuslohko luo halutun nimisen mittauksitiedoston valittuun hakemistoon, minkä lisäksi lohko käsittää mittauksitiedon tallennuksen kontrollin.

Sovelluksessa olevaa alipäästösuodatusta käytetään numeerisille näytöille menevien signaalien käsittelyyn. Tämän tarkoituksena on parantaa mittauksitahtuman valvontaa ja seurantaan tarkoitettujen näyttöjen luettavuutta.

Nosto- ja laskuliikkeen ohjauskäsky annetaan prosentteina niin, että 100 % vastaa trukin alkuperäisen hallintavivun täyttä poikkeutusta nostosuuntaan, eli maksiminopeutta. Nostet-

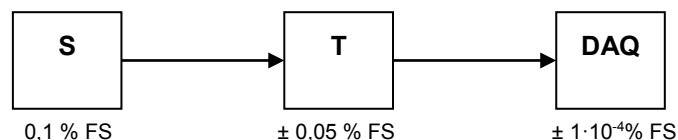
tavan kuorman suuruudella on vaikutus tietyllä ohjauskäskyllä saavutettavaan nopeuteen, minkä vuoksi kullekin kuormalle on määritettävä oma ohjauskäskynsä, jotta eri kuormilla tapahtuvat nostot saadaan tapahtumaan samoilla nopeuksilla. Maston toiminta-alueella on vastaava vaikutus liikenopeuteen johtuen lähinnä erisuurista maston liikkuvista massoista, joten vapaanosto- ja ylänostoalueille määritetään omat ohjauskäskyt. Koko liikealueella ajettaessa käytetään kuitenkin vain vapaanostoalueelle sovitettua ohjauskäskyä.

### 3.3 Mittaustuloksiin liittyvä epävarmuus

Mittaustulos on aina arvio mitattavasta arvosta ja sisältää aina jonkin verran virhettä. Tuloksen luotettavuuden arvioimiseksi on pyrittävä selvittämään tulokseen sisältyvän mittaustuloksen virheen suuruus. Virhe voidaan jakaa systemaattiseen virheeseen ja satunnaisvirheeseen, joka voi koostua useista toisistaan riippumattomista tekijöistä ja on usein normaali-jakautunut. Systemaattisen virheen vaikutusta on mahdollista minimoida tai lähes poistaa huolellisella mittausvalmistelulla, mutta satunnaisvirheen kohdalla vastaava toimenpide ei ole mahdollinen. Koska tulokseen vaikuttavien virhekomponenttien suuruutta ei ole mahdollista määrittää tarkasti, niiden vaikutusta mittaustulokseen kuvataan mittaustuloksen epävarmuudella. Epävarmuus on mittaustulokseen liittyvä parametri, joka kuvaa mittasuureen odotettua vaihtelua eli tuloksen hajontaa sen tosiarvon ympärillä ja se voidaan ilmaista joko absoluuttisena tai suhteellisenä arvona.

Epävarmuus muodostuu kahdentyyppisistä virhelähteistä, tyyppin A sisäisistä epävarmuuksista ja tyyppin B ulkoisista epävarmuuksista. Näistä sisäinen epävarmuus on satunnaisvirheiden aiheuttama komponentti ja sitä voidaan arvioida toistetuista mittaustuloksista tilastollisin menetelmin. Ulkoinen epävarmuus aiheutuu muista virhelähteistä ja sen arviointi tehdään muiden kuin tilastollisten menetelmien pohjalta käyttäen muun muassa aikaisempaan kokemukseen perustuvaa tietoa, mittalaittevalmistajien spesifikaatioita tai aikaisemmista mittauksista kertynyttä tietoa.

Mittausjärjestelmä koostuu mittaussuureittain kuvan 13 kaltaisesta ketjusta, jonka muodostavat anturi (S), vahvistin (T) ja tiedonkeruukortti (DAQ). Näistä kukin aiheuttaa oman virheensä kautta tulokseen epävarmuutta. Nämä yksittäisten komponenttien aiheuttamat epävarmuudet voidaan koota koko mittausketjuun liittyväksi epävarmuudeksi, jota kutsutaan yhdistetyksi epävarmuudeksi.



**Kuva 13. Tiedonkeruuketjun rakenne, lukuarvot esimerkkiarvoja.**

Antureihin liittyvä epävarmuus saadaan laskettua valmistajien ilmoittamista tiedoista. Valmistajan ilmoittama virhe on usein ilmaistu prosentteina täydestä mitta-alueesta (Full Scale = FS). Tämä ilmaisee virheen absoluuttisen arvon, jonka suhteellinen vaikutus mittaustulokseen liittyvään epävarmuuteen on sitä suurempi, mitä pienempiä lähtösuureen arvoja mitataan. Näin ollen on mittausten luotettavuuden kannalta edullista sovittaa käytet-

tävä anturin mittausalue mahdollisimman tarkkaan mitattavan suureen arvojen vaihtelualueeseen.

Anturin virheen absoluuttiarvo voidaan määritellä valmistajan ilmoittaman epävarmuuden ja anturin mittausalueen (taulukko 2) avulla

$$y_{\sigma} = y_{\sigma\%} \cdot (x_{\text{ant},+} - x_{\text{ant},-}) \quad (1)$$

jossa  $x_{\text{ant},+}$  on anturin mittausalueen yläraja ja  $x_{\text{ant},-}$  anturin mittausalueen alaraja. Virheen voidaan suurella todennäköisyydellä arvioida olevan välillä  $a_+ - a_-$ , jossa  $a = y_{\sigma}$ . Oletettaessa jakauman olevan tasainen varianssin voidaan arvioida olevan

$$u^2(x_i) = (a_+ - a_-)^2 \quad (2)$$

Keskihajonnan estimaatiksi saadaan tällöin

$$u(x_i) = \frac{y_{\sigma}}{\sqrt{3}} \quad (3)$$

Myös vahvistimiin liittyvä epävarmuus voidaan määritellä valmistajien ilmoittamien virheiden (taulukko 3) ja kaavojen (1–3) avulla.

Tiedonkeruukortin epävarmuus riippuu käytetystä lukualueesta riippuvasta mittausvirheestä ja kortin lukuresoluutiosta, joista jompikumpi on tavallisesti dominoiva. Jos resoluutiosta aiheutuva virhe on merkittävämpi, epävarmuus voidaan määrittää seuraavalla laskentamenettelyllä.

Kortille tulevan anturisignaalin diskreettiin muotoon muuttamiseen sisältyy kvantisointivirhe, jonka suuruus on maksimissaan puolet lukuresoluutiosta. Tiedonkeruukortin kanavakohtainen epävarmuus  $u_{\text{tk,res}}$  määritellään seuraavasti

$$u_{\text{tk,res}} = \frac{x_{\text{max}}}{U_{x_{\text{max}}}} \cdot y_{\text{tk,res,abs}} \quad (4)$$

jossa  $x_{\text{max}}$  on mitattavan suureen maksimiarvo,  $U_{x_{\text{max}}}$  on tiedonkeruukortin tulojännite suureen maksimiarvolla,  $y_{\text{tk,res,abs}}$  on tiedonkeruukortin lukuresoluutio, joka määritellään

$$y_{\text{tk,res,abs}} = \frac{U_{\text{tk},+} - U_{\text{tk},-}}{2^z} \quad (5)$$

jossa  $U_{\text{tk},+}$  on tiedonkeruukortin mittausalueen maksimiarvo ja  $U_{\text{tk},-}$  on minimiarvo sekä  $z$  on kortin A/D-muuntimen bittimäärä.



Prosentuaalinen epävarmuus anturin täydestä näyttämästä määritellään

$$u_{\text{tk}\%} = \frac{y_{\delta}}{y_{\text{FS}}} \cdot 100\% \quad (6)$$

jossa  $y_{\text{FS}}$  on anturin täyden näyttämän arvo ja  $y_{\delta}$  tiedonkeruukortin lukuvirheen maksimiarvo

$$y_{\delta} = \frac{y_{\text{tk,res}}}{2} \quad (7)$$

Mikäli tiedonkeruukortin resoluution sijasta lukuvirhettä dominoi lukualueeseen liittyvä virhe, voidaan korttiin liittyvä epävarmuus määrittää samalla menettelyllä kuin antureille ja vahvistimille (kaavanumerot 1–3). Tässä tutkimuksessa käytettiin jälkimmäistä menettelytapaa, sillä käytetyn kortin ja käytetyn lukualueen kohdalla resoluutiosta aiheutuva virhe on 0,08 mV ja lukualueeseen liittyvä virhe 0,98 mV. Taulukossa 4 on esitetty anturikohtaisesti tiedonkeruukortista johtuvan epävarmuuden keskihajonnat.

**Taulukko 4. Tiedonkeruukortista johtuvat mittasuureiden virheet.**

Suure	Virhe	Virhe [%/FS]
Pumpun lähtöpaine	0,023 bar	$\pm 5,8 \cdot 10^{-3}$
Pumpun käyttömomentti	$5,6 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$	$\pm 5,6 \cdot 10^{-3}$
Pumpun lähtötilavuusvirta	$4 \cdot 10^{-3} \text{ l/min}$	$\pm 5 \cdot 10^{-3}$
Nostosylinterien paine	0,023 bar	$\pm 5,8 \cdot 10^{-3}$
Nostosylinterien tilavuusvirta	$4 \cdot 10^{-3} \text{ l/min}$	$\pm 5 \cdot 10^{-3}$
Vapaanostosylinterin paine	0,023 bar	$\pm 5,8 \cdot 10^{-3}$
Nostosylinterien paine	0,023 bar	$\pm 5,8 \cdot 10^{-3}$
Nostosylinterin voima	2,83 N	$\pm 5,7 \cdot 10^{-3}$
Noston asema	$4,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}$	$\pm 7,2 \cdot 10^{-3}$
Ottovirta akulta	$7 \cdot 10^{-2} \text{ A}$	$\pm 7 \cdot 10^{-3}$
Akun jännite	$2,8 \cdot 10^{-3} \text{ V}$	$\pm 5,7 \cdot 10^{-3}$
Pumpun pyörimisnopeus	0,17 1/min	$\pm 5,7 \cdot 10^{-3}$
Pumpun imulämpötila	$9 \cdot 10^{-3} \text{ °C}$	$\pm 7 \cdot 10^{-3}$

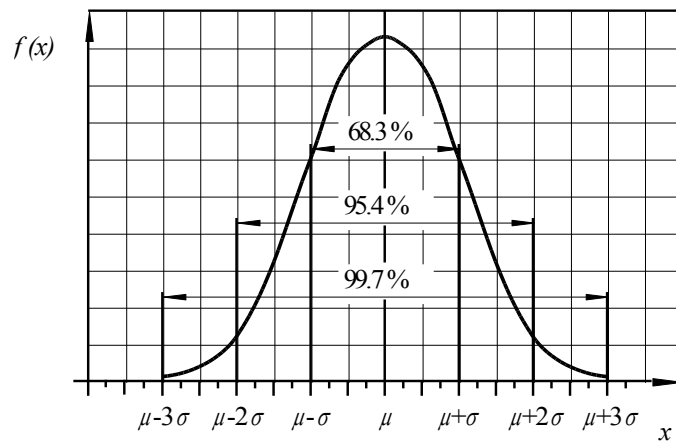
Edellä määritellyt mittausketjun yksittäisten komponenttien epävarmuudet muodostavat koko ketjun epävarmuuden, eli yhdistetyn epävarmuuden. Koska tiedonkeruuketjun komponenttien epävarmuudet eivät korreloi keskenään, ketjun yhdistetty epävarmuus  $u_c(y)$  saadaan kaavalla

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i)} \quad (8)$$

Tuloksen luotettavuuden kasvattamiseksi käytetään usein laajennettua epävarmuutta  $U_k$ , joka saadaan kattavuuskertoimen  $k$  avulla

$$U_k = k \cdot u_c(y) \quad (9)$$

Useimmin käytetään 95,4 %:n varmuutta vastaavaa kattavuuskertoimen arvoa  $k = 2$  (kuva 14). Arvolla  $k = 3$  varmuudeksi saadaan vastaavasti 99,7 %.



**Kuva 14. Normaalijakauma ja laajennettu epävarmuus.**

Taulukkoon 5 on koottu mittausjärjestelmän kanavakohtaiset yhdistetyt ja laajennetut epävarmuudet.

**Taulukko 5. Mittauskanavakohtainen epävarmuus.**

Suure	Yhdistetty epävarmuus	Laajennettu epävarmuus ( $k = 2$ )	Yksikkö
Pumpun lähtöpaine	1.155	2.309	bar
Pumpun käyttömomentti	0.029	0.058	Nm
Pumpun lähtötilavuusvirta	0.138	0.276	l/min
Nostosylinterien paine	1.155	2.309	bar
Nostosylinterien tilavuusvirta	0.138	0.276	l/min
Nostosylinterin paine	1.155	2.309	bar
Vapaanostosylinterin voima	20.414	40.827	N
Nostosylinterin voima	32.276	64.551	N
Noston asemakorkeus	9.327	18.655	mm
Ottovirta akulta	0.777	1.555	A
Akun jännite	0.076	0.153	V
Pumpun pyörimisnopeus	4.33	8.66	1/min
Pumpun imulämpötila	0.605	1.21	°C

Kun näitä epävarmuutta sisältäviä mittaustuloksia käytetään laskennallisten suureiden ratkaisemiseen, myös laskennallinen tulos tulee sisältämään epävarmuutta, jonka suuruus on määritettävissä yhdistetyn epävarmuuden menetelmin. Laskennallisten tulosten epävarmuutta käsitellään luvussa 5.2.

### **3.4 Muita mittaustulokseen vaikuttavia epävarmuustekijöitä**

Edellä esitetyt virhelähteet eivät ole ainoita mittaustuloksien luotettavuuteen vaikuttavia tekijöitä. Voima-antureita ei voitu tilanpuutteen takia sijoittaa siten, että sylintereihin kohdistuvia voimia olisi pystytty mittaamaan suoraan, vaan anturit mittasivat nostoketjussa vaikuttavaa voimaa. Tällöin mitattuun voimaan sisältyi nostoketjujen kääntöpyörien (ks. kuva 3) kitka, joka kuitenkin oletettiin merkityksettömäksi mitattua voimaa sylinterille redusoidaessa.



## 4 Mittaukset

Mittaukset suoritettiin mittaussuunnitelman mukaisina niiltä osin kuin ne eivät tuottaneet vaaraa mittaajalle tai ympäristölle. Mittausohjelmasta karsittiin ylänostoalueella tehtäväksi suunnitellut maston nostotoimintoa ja työntötoimintoa yhdistävät mittausajot, koska näihin arvioitiin sisältyvän merkittävä taakanhallinnan menettämisen riski. Suurin osa mittauksista liittyi nosto- ja laskuliikkeisiin, joita suoritettiin usealla kuormalla ja useilla liikenopeuden ja siirtymäalueen arvoilla. (Taulukko 1)

Mittaussuunnitelman mukaisesti liikkeet (ks. Liite 1) suoritettiin kaikilla liikealueilla jokaisella valitulla nopeudella, poikkeuksena laskuliike vapaanostoalueella ilman kuormaa. Kyseisellä mittaussparametrijohdistelmällä kelkan liikenopeus ei saavuttanut suurinta haluttua arvoa venttiilille annetusta ohjauskäskyn maksimiarvosta huolimatta. Tämä johtui siitä, että kuormaamattoman kelkan massa ei riittänyt aikaansaamaan sylinteriä ohjaavan suuntaventtiilin yli sellaista paine-eroa, jotta venttiilin läpi olisi muodostunut haluttua liikenopeutta vastaava tilavuusvirta. Nostotoiminnon yhteen suuntaan ajettujen liikkeiden lisäksi mitattiin edestakaisia liikkeitä sekä laajempia työkiertoja, jotka koostuivat viidestä toistuvasta edestakaisesta liikkeestä.

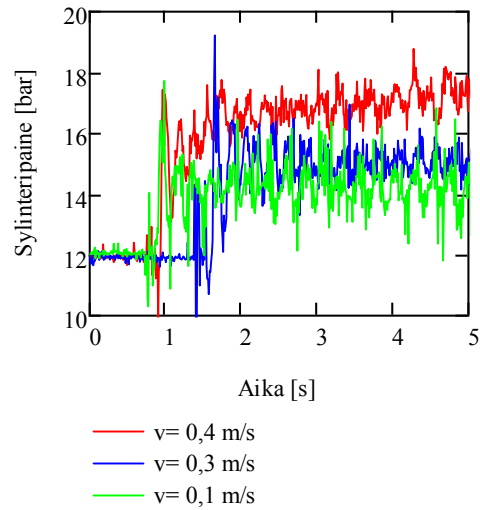
Maston työntötoimintoon ja kelkan haarukoihin liittyvien liikkeiden mittaukset suoritettiin ainoastaan yhdellä vakiokuormalla. Näissä mittauksissa käytettiin kunkin liikkeen maksiminopeutta, koska nostotoiminnosta poiketen ohjaus annettiin mittaajan toimesta trukin hallintalaitteilla ja toisaalta sivusiirron tapauksessa liikkeen hallinnan toteutus on-off kytkimellä ei mahdollista muita nopeuksia.

Kukin mittaus tehtiin kolme kertaa, mutta koska mittaustietokoneen avulla toteutettuun nostotoiminnon ohjauskäskyn antoon liittyvä viive vaihteli, toistetut mittaukset erosivat toisistaan jonkin verran toteutuneen liikematkan osalta. Näin ollen mittaustuloksista ei voida määrittää epävarmuuksia tilastollisin menetelmin. Tiedonkeruujärjestelmä tallensi kaikkia mitattavia suureita 100 Hz:n näytteenottotaajuudella. Mittaustuloksia ei käsitelty tiedonkeruusovelluksessa vaan ne tallennettiin suodattamattomina ja signaalikäsittely suoritettiin vasta jälkilaskennan yhteydessä.

### 4.1 Mittaustulokset

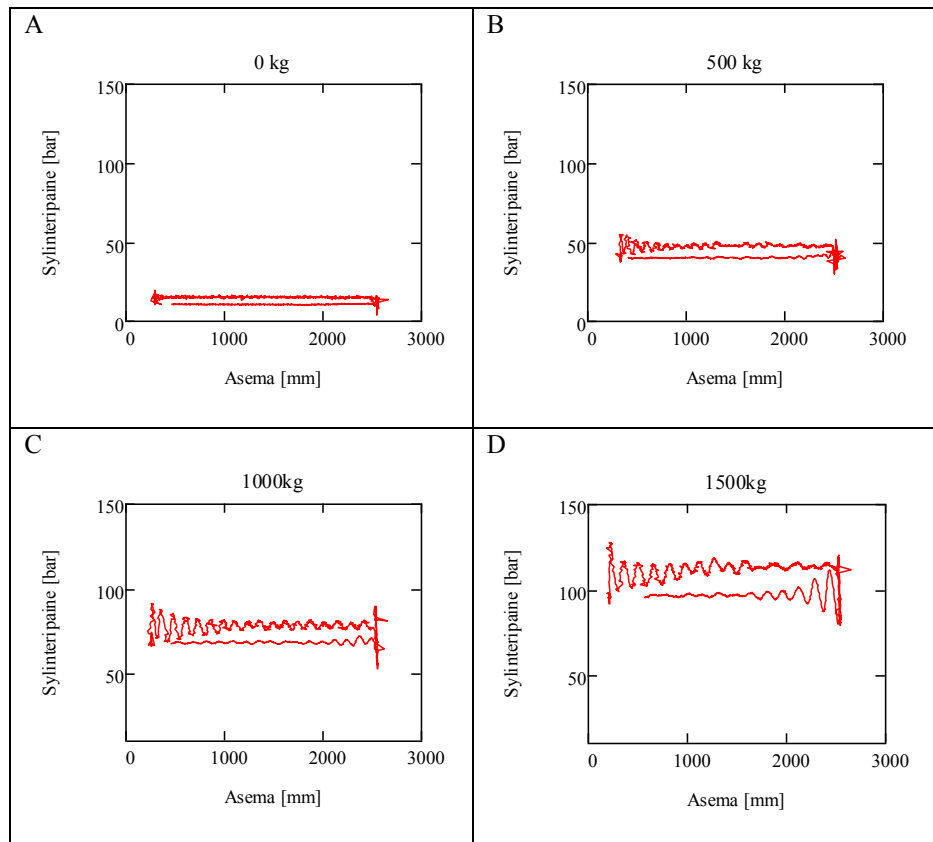
Tässä luvussa esitellään tyypillisimpiä eri ajotilanteissa saavutettuja mittaustuloksia. Tarkoituksena on havainnollistaa suureiden käyttäytymistä sekä esitellä mitä niistä voidaan päätellä suoraan ilman datan käsittelyä. Anturisignaaleja tutkimalla voidaan lisäksi arvioida, kuinka hyvin mittaus on vastannut tavoiteltua ajoa tai ajosykliä.

Kuvassa 16 on esitetty nostonopeuden vaikutus sylinteripaineeseen, kun liike tapahtuu vapaanostoalueella ilman kuormaa. Paine on mitattu kuvan 9 pisteessä 8. Järjestelmässä tällöin ennen liikkeelle lähtöä vallitseva 12 baarin peruspainetaso aiheutuu kelkan massasta sylinterin ollessa hiemankin poikkeutettuna alapäätyasennostaan. Liikkeen aikainen paineen kohoaminen johtuu virtauskitkojen ja mekaanisten kitkojen yhteisvaikutuksesta. Maston mekaaninen kitka on oletettavasti nopeudesta riippumaton, joten nopeuden kasvusta johtuva paineen lisäys liittyy sylinterin kitkoihin. Niistä merkittävin on oletettavasti letkurikkoventtiilin sisäänvirtaushäviö.



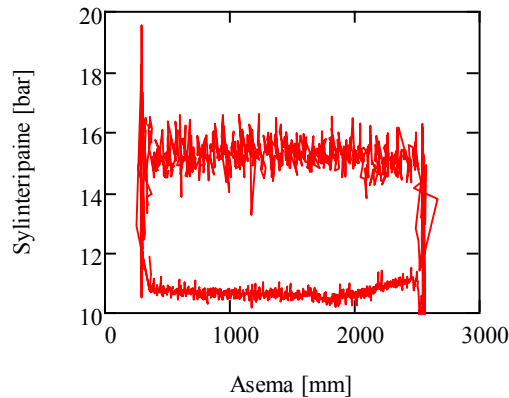
**Kuva 16. Sylinteripaine eri nostonopeuksilla, kuorma 0 kg vapaanostoalueella.**

Kuvassa 17 on esitetty liikesuunnan vaikutus sylinteripaineeseen, kun vakionopeuksinen nosto- ja laskuliike on tehty alanostoalueella nopeudella 0,3 m/s. Hystereesi kuvaajan ylempi osuus kuvaa nostovaihetta ja alempi vastaavasti laskuvaihetta. Paineessa esiintyvä ero selittyy liikettä vastustavilla kitkavoimilla, jotka nostovaiheessa ovat vastakkaissuuntaisia paineesta aiheutuvaan voimaan nähden ja laskuvaiheessa samansuuntaisia. Merkittävimmin kitkavoimiin vaikuttaa sylinterien tiivistekitka, joka kasvaa painetason kasvaessa.



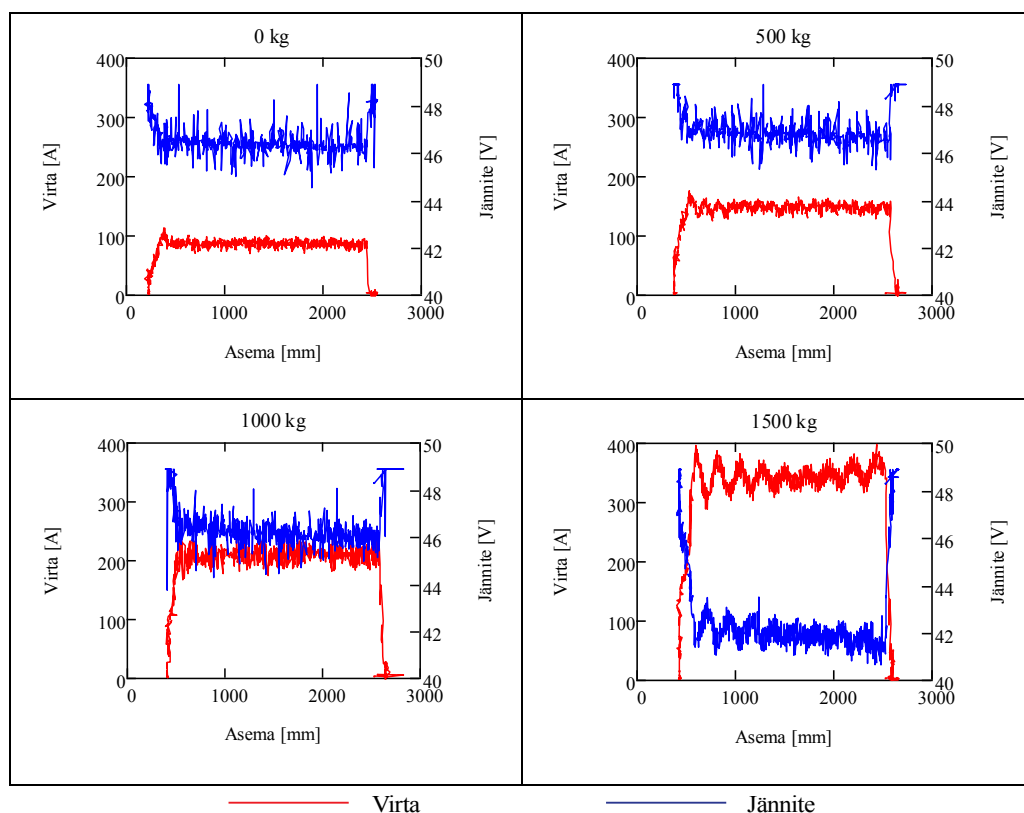
**Kuva 17. Kuorman vaikutus sylinteripaineeseen alanostoalueella nopeudella 0,3 m/s.**

Kuvassa 18 on esitetty tarkemmin paineen käyttäytyminen kuvan 17A tilanteessa. Painesignaalin esiintyvä häiriöiden kasvu nostovaiheessa johtuu taajuusmuuttajasta, jolla ohjataan hydraulipumppua käyttävää sähkömoottoria. Sama häiriö havaittiin myös useissa muissa mitatuissa signaaleissa, esimerkkinä akun virta ja jännite sekä pumpun pyörimisnopeus. Laskuvaiheessa sähkömoottori on pysähtyksissä eikä taajuusmuuttaja aiheuta häiriöitä.



**Kuva 18. Sylinteripaine kuorman ollessa 0 kg vapaanostalueella, nopeus 0,3 m/s, nosto ja lasku.**

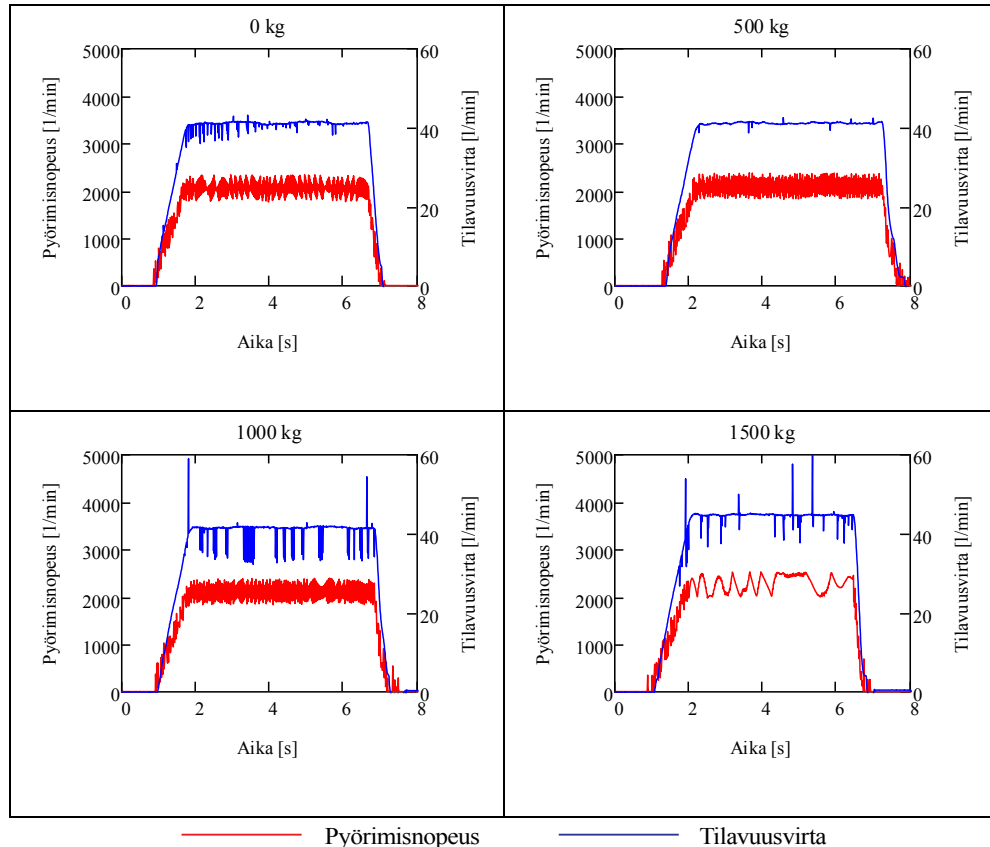
Kuvassa 19 on esitetty kuorman vaikutus akulta otettavaan virtaan sekä akun jännitteeseen, kun nostoliike tehdään vapaanostalueella. Jännitteiden käyttäytymistä vertailtaessa on otettava huomioon, että akun varaustila ei välttämättä ole ollut sama eri tapauksien kesken.



**Kuva 19. Kuorman vaikutus ottovirtaan ja jännitteeseen alanostalueella, nostonopeus 0,3 m/s.**

Akulta otetun virran arvon suurempi vaihtelu 1500 kg kuormalla johtuu maston hydraulijärjestelmän alhaisesta jäykkyydestä, joka johtuu pääasiassa pitkistä hydrauliletkuista ja järjestelmän mahdollisesti sisältämästä vapaasta ilmasta.

Kuvassa 20 on esitetty pumpulta lähtevä tilavuusvirta eri kuormilla. Suurinta kuormaa käytettäessä täytyi tilavuusvirtaa kasvattaa tavoitenopeuden saavuttamiseksi. Mahdollinen selitys tälle on suuntaventtiilin sisäisten vuotojen kasvaminen painetasen noustessa, jolloin osa venttiilille johdetusta tilavuusvirrasta vuotaa tankkiliinjan.

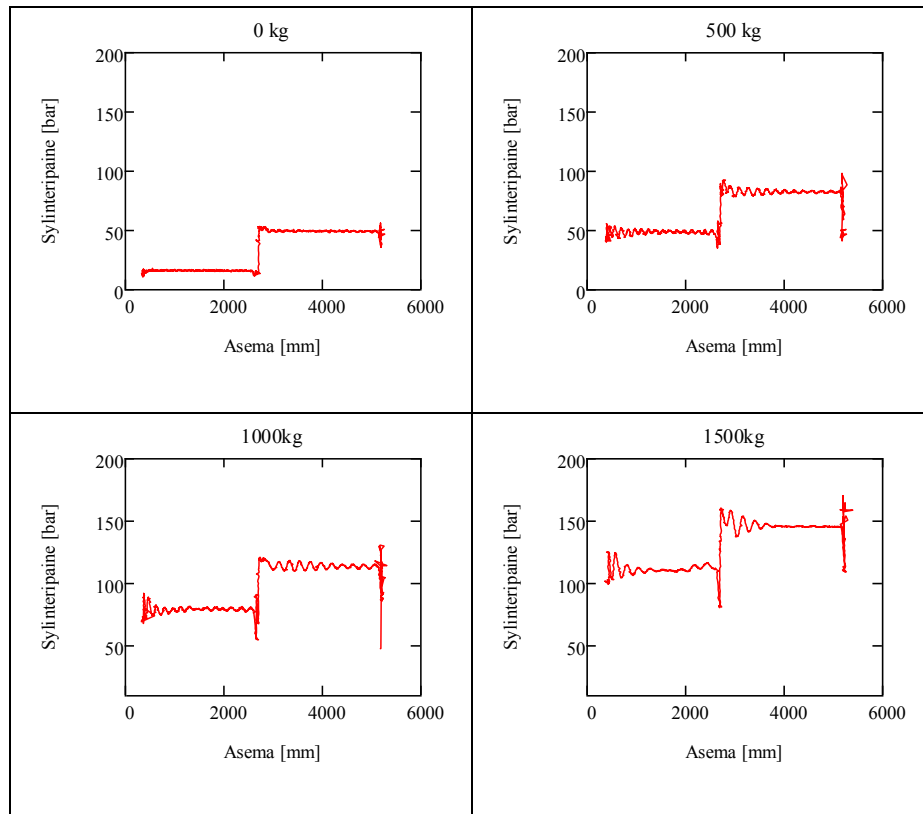


**Kuva 20. Pumpun pyörimisnopeuden ja tilavuusvirran käyttäytyminen eri kuormilla alanostalueella, nostonopeus 0,4 m/s.**

Kuormalla 1500 kg pyörimisnopeuden värähtelyn taajuus poikkesi pienemmillä kuormilla esiintyvistä taajuuksista. Syytä tähän ilmiöön ei selvitetty, mutta yksi mahdollinen aiheuttaja voi olla kuorman aseman voimakkaampi värähtely suurella kuormalla. Tämä aiheuttaa pumpun lähtöpaineen vaihtelua, jolloin sähkömoottorin kuormitus muuttuu eikä nopeuden säädin kykene täysin hallitsemaan pyörimisnopeutta. Tämä puolestaan johtuu siitä, että toimitaan lähellä suurinta virran arvoa, jonka akku kykenee luovuttamaan, eikä käytettävissä ole tilanteen hallintaan tarvittavaa virtareserviä. Värähtelyilmiö näkyy myös akulta otetavassa virrassa (ks. kuva 19).

Kuvassa 21 on esitetty paineen käyttäytyminen eri kuormilla, painetasen kohoaminen liikkeen aikana johtuu maston komponenttien muodostaman kuolleeseen painon muutoksesta siirryttäessä vapaanostolta ylänostoalueelle.





**Kuva 21. Sylinteripaineen käyttäytyminen mittausten koko nostoaluetta käytettäessä, nostonopeus 0,4 m/s.**

Paineen värähtely aiheutuu pääasiassa järjestelmän letkujen joustosta sekä edellä mainitusta sähkömoottorin pyörimisnopeuden värähtelystä. Kumpikin näistä tekijöistä on paine-riippuva, mikä aiheuttaa niiden voimistumisen kuormituksen kasvaessa.

Tässä luvussa on esitelty esimerkkejä suoritetuista mittauksista ja niiden tuloksista. Näistä tuloksista laskettiin trukin toimintaan ja energiatalouteen liittyviä suureita ja tunnuslukuja, jotka on esitetty luvussa 5.

## 5 Tulosten käsittely ja tulokset

Mittausjärjestelmässä käytetyillä antureilla ei ollut mahdollista mitata suoraan tutkimuksen kannalta kiinnostavimpia suureita, kuten tehoa ja hyötysuhdetta, joten ne on laskettava hyödyntäen kahden tai useamman anturin signaalia. Saaduista mittaustuloksista laskettiin maston työliikkeen suorittamiseen vaadittavat energiat järjestelmän eri komponenttien ja kokonaisuuksien osalta. Järjestelmän hyötysuhteet määritettiin tapauksen mukaan kahdella tapaa. Koska kuormaan liittyvien suureiden laskenta voitiin suorittaa luotettavasti vain energioiden avulla, myös kokonaishyötysuhde määritettiin näissä tapauksissa energioita käyttäen. Muissa tapauksissa hyötysuhteiden laskenta perustui otto- ja antotehoihin.

Tilavuusvirta-antureiden aiheuttamat painehäviöt on määritetty valmistajan ilmoittamien käyrästöjen perusteella, eri liikenopeuksilla saadut häviöarvot on esitetty taulukoissa 6 ja 7.

**Taulukko 6. Tilavuusvirta-anturin laskennallinen painehäviö eri liikenopeuksilla.**

Liikealue [m]	Nopeus [m/s]		
	0,4	0,3	0,1
0,5–2,5	2,7 bar	1,7 bar	0,4 bar
3,0–5,0	2,6 bar	1,6 bar	0,4 bar

**Taulukko 7. Tilavuusvirta-anturin laskennallinen tehohäviö eri liikenopeuksilla.**

Liikealue [m]	Nopeus [m/s]		
	0,4	0,3	0,1
0,5–2,5	183 W	87 W	6 W
3,0–5,0	164 W	78 W	6 W

Painehäviö on otettu huomioon määritettäessä suuntaventtiilin aiheuttamaa suhteellista (hydraulista) tehohäviötä, mutta koko järjestelmän hyötysuhdetta tarkastellessa antureiden aiheuttama häviö on sisällytetty osaksi järjestelmän häviötä.

### 5.1 Energian ja hyötysuhteiden laskenta

Tässä luvussa esitellään laskennassa käytetyt kaavat. Ensimmäisenä määritellään tarkasteluun valittujen tehojen sekä töiden teoreettiset lausekkeet ja tämän jälkeen niiden diskreeteille mittasignaaleille soveltuvat vastineet. Lopuksi esitetään hyötysuhteiden laskentamethodit.

Sähköakun luovuttama energia saadaan integroimalla hetkellistä sähkötehoa

$$\Delta E_{\text{akku}} = \int_{t_0}^{t_1} P_{\text{sähkö}} dt = \int_{t_0}^{t_1} (U \cdot I) dt \quad (10)$$

jossa  $U$  on akun jännite [V] ja  $I$  akulta otettu virta [A]. Hydraulinen työ määritellään tilavuusvirran  $q_v$  [m<sup>3</sup>/s] ja paineen  $p$  [Pa] avulla

$$W_{\text{hyd}} = \int_{t_0}^{t_1} P_{\text{hyd}} dt = \int_{t_0}^{t_1} (q_v \cdot p) dt \quad (11)$$

Mekaaninen työ määritellään momentin  $T$  [Nm] ja pyörimisnopeuden  $n$  [r/s] avulla

$$W_{\text{mek}} = \int_{t_0}^{t_1} P_{\text{mek}} dt = \int_{t_0}^{t_1} (T \cdot 2\pi \cdot n) dt \quad (12)$$

Potentiaalienergian muutos saadaan laskettua massojen ja niiden liikematkojen avulla

$$\Delta E_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot \Delta h \quad (13)$$

jossa  $m$  on taakan yhteyteen redusoitu liikuteltavien massojen summa [kg] ja  $\Delta h$  taakan aseman muutos [m].

Koska anturisignaaleja tallennettiin 100 Hz taajuudella, edellä esitettyjen integraalien sijaan energia voitiin laskea summaamalla näytteenottovälikohtaiset energiat. Akulta otettu sähköenergia hetkittäisten ottotehojen avulla laskettuna

$$\Delta E_{\text{akku}} = \sum P_{\text{sähkö}} \cdot \Delta t = \sum U \cdot I \cdot \Delta t \quad (14)$$

jossa  $\Delta t$  on näytteenottoväli [s].

Sähkömoottorin tekemä mekaaninen työ saadaan hetkellisten antotehojen summana. Hetkellinen teho on laskettu momenttianturin mittaustuloksien ja sähkömoottorin pyörimisnopeuden mittaustuloksien avulla.

$$W_{\text{mek}} = \sum P_{\text{mek}} \cdot \Delta t = \sum 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T \cdot \Delta t \quad (15)$$

Hydraulipumpun tekemä työ on laskettu pumpun tuottamien hetkellisten tehojen summana. Laskennassa on käytetty tilavuusvirta-anturin ja paineanturin (anturit 4 ja 3, kuva 9) mittaustuloksia.

$$W_{\text{hyd,pump}} = \sum P_{\text{hyd,pump}} \cdot \Delta t = \sum q_{v1} \cdot p_3 \cdot \Delta t \quad (16)$$

Mastolle menevä hydraulinen energia on laskettu mastolle menevien hetkellisten hydraulili-

tehojen summana käyttäen tilavuusvirta-anturin 5 ja paineanturin 7 mittaustuloksia.

$$E_{\text{hyd,masto}} = \sum P_{\text{hyd,masto}} \cdot \Delta t = \sum q_{v2} \cdot p_7 \cdot \Delta t \quad (17)$$

Sylinterin tekemä työ määritellään paineen avulla seuraavasti. Laskennassa on käytetty tapauksesta riippuen sylinterin paineanturia 7 tai 8, sylinterin siirtymä on puolet nostoliikkeen siirtymästä.

$$W_{\text{syl}} = \sum p_{\text{syl}} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \frac{\Delta h}{2} \quad (18)$$

jossa  $p_{\text{syl}}$  on tarkastellun sylinterin paine ja  $r$  sylinterin tehollinen säde [m].

Nostettavien massojen potentiaalienergian muutosta määritettäessä maston osien massat redusointiin taakan yhteyteen. Maston kussakin tilanteessa liikkuvien osien yhteenlaskettu massa  $m_{\text{kok}}$  on riippuvainen asemasta, koska ylänostoalueen mahdollistavia maston komponentteja nostetaan vain ylänostoalueella.

$$\Delta E_{\text{pot}} = m_{\text{kok}} \cdot g \cdot \Delta h \quad (19)$$

Trukin nostotoiminnon kokonaishyötysuhde on laskettu akulta otetun sähköenergian ja nostetun kokonaismassan potentiaalienergian muutoksen suhteena.

$$\eta_{\text{kok}} = \frac{\Delta E_{\text{pot}}}{E_{\text{sähkö}}} \quad (20)$$

Sähkömoottorin ja nopeudensäätimen yhteinen kokonaishyötysuhde

$$\eta_{\text{sähkö}} = \frac{P_{\text{mek}}}{P_{\text{akku}}} \quad (21)$$

Jotta hyötysuhdetta voidaan tarkastella hetkellisinä arvoina, hydraulipumpun kokonaishyötysuhde on määritelty otto- ja antotehon avulla.

$$\eta_{\text{pumppu}} = \frac{P_{\text{hyd, pump}}}{P_{\text{mek}}} \quad (22)$$

jossa  $P_{\text{mek}}$  on pumpun ottama mekaaninen teho ja  $P_{\text{hyd, pump}}$  sen antama hydraulinen teho.

Suuntaventtiilin aiheuttamaa suhteellista tehohäviötä laskettaessa on antureiden sijoittelusta johtuen otettava huomioon tilavuusvirta-antureiden vaikutus mittaustuloksiin.

$$\eta_{\text{vent}} = \left| 1 - \frac{P_{\text{hyd}} - P_{\text{häviö,V1}}}{P_{\text{hyd,masto}} - P_{\text{häviö,V2}}} \right| \quad (23)$$

jossa  $P_{\text{häviö,V1}}$  ja  $P_{\text{häviö,V2}}$  ovat hydrauliset tehohäviöt tilavuusvirta-antureissa 1 (4, kuva 9) ja 2 (5, kuva 9).

Laskuliikkeen aikana masto muuttaa taakan potentiaalienergiaa takaisin hydrauliseksi, jolloin muunnoksen hyötysuhde

$$\eta_{\text{masto}} = \frac{\Delta E_{\text{pot}}}{E_{\text{hyd.masto}}} \quad (24)$$

## 5.2 Laskennallisiin tuloksiin liittyvä epävarmuus

Laskemalla saatuihin tuloksiin liittyvää epävarmuutta voidaan arvioida menetelmillä, jotka soveltuvat luvussa 3.3 esitetyn tyyppin B epävarmuuden määrittämiseen. Tällöin kaavan 8 mukaan sähköakulta otetun tehon määrittämiseen liittyväksi yhdistetyksi epävarmuudeksi saadaan

$$u_c(P_{\text{akku},j}) = \sqrt{(u(U_i)m(I_i))^2 + (u(I_i)m(U_i))^2} \quad (25)$$

jossa  $u(U_i)$  on jännitteeseen ja  $u(I_i)$  virtaan liittyvä epävarmuus, ja vastaavasti  $m(U_i)$  ja  $m(I_i)$  ovat suureiden arvot mittauspisteessä.

Vastaavasti sähköakulta otetun energian yhdistetyksi epävarmuudeksi saadaan

$$u_c(\Delta E_{\text{akku}}) = \Delta t \sqrt{u_c(P_{\text{akku},1})^2 + u_c(P_{\text{akku},2})^2 + \dots + u_c(P_{\text{akku},n})^2} \quad (26)$$

Tilastollisen epävarmuuden lisäksi kokonaishyötysuhteelle määriteltiin maksimivirhe olettaen kunkin osatekijän mittausketjun virheiden kasautuvan siten, että kokonaishyötysuhteen arvo minimoituu.

Maksimivirheen sisältävä sähköteho

$$P_{\text{max,akku},i} = U_{\text{max},i} I_{\text{max},i} = (e_{\text{rel},R} U_i + e_{\text{DAQ},U})(e_{\text{rel},R} I_i + e_{\text{DAQ},I} + e_{\text{max},I}) \quad (27)$$

jossa  $e_{\text{rel},R}$  on tarkkuusvastuksista johtuva suhteellinen virhe,  $e_{\text{DAQ},U}$  ja  $e_{\text{DAQ},I}$  ovat tiedonkeruukortista jännitteen ja virran mittaukseen aiheutuvat maksimivirheet ja  $e_{\text{max},I}$  on virta-anturin ilmoitettu maksimivirhe.

Nostoliikkeen maksimivirheen sisältävä siirtymä

$$\Delta h_{\text{min}} = \Delta h - e_{\text{rel},R} \Delta h - e_{\text{max},h} \quad (28)$$

jossa  $e_{\text{max},h}$  on asema-anturin ilmoitettu maksimivirhe.

Kokonaishyötysuhde lasketaan käyttäen kaavaa (20). Lasketun hyötysuhteen maksimivirhe

$$e_{\eta} = \eta - \eta_{\text{min}} \quad (29)$$

jossa  $\eta_{\text{min}}$  on maksimivirheen sisältävä hyötysuhteen minimiarvo.

### 5.3 Tulokset

Tässä luvussa esitetään mittaustuloksista määritetyt järjestelmän eri osien ominaisuudet energiankäytön kannalta ja tämän perusteella komponenteille tai osajärjestelmille lasketut hyötysuhteet.

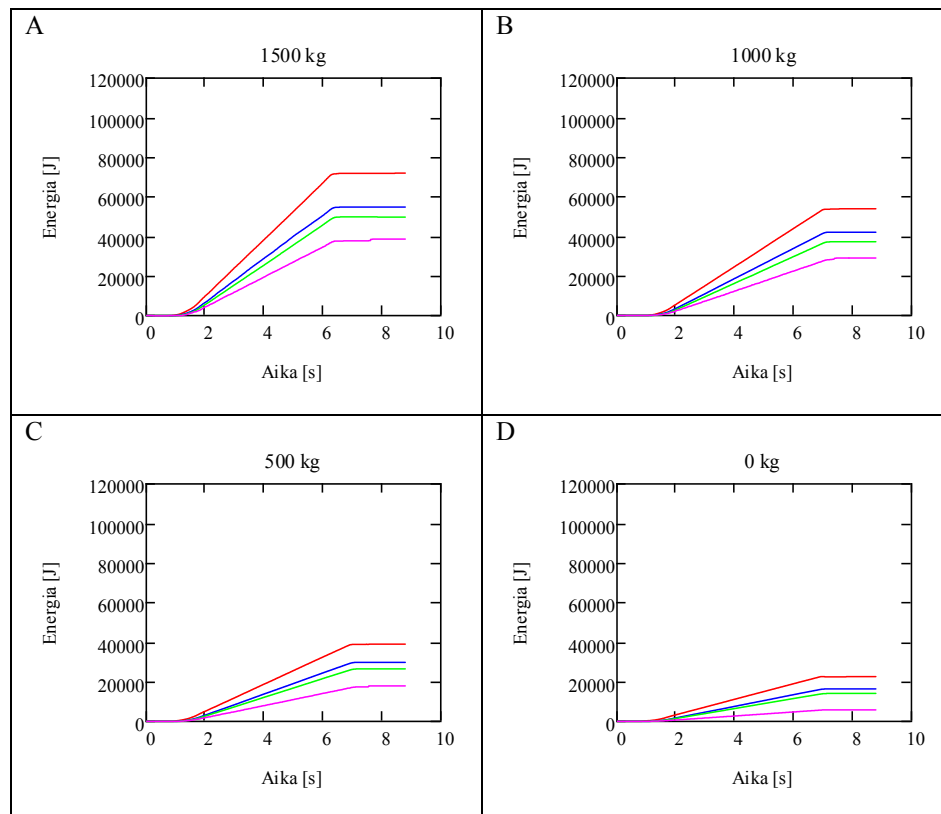
Tarkastelussa keskitytään erilaisiin nostotilanteisiin, koska niissä energiankulutus on merkittävä. Energiankulutuksesta esitettäviin kuviin on valittu vertailtaviksi eri kuormilla käytetyistä liikenopeuksista suurin ja pienin, koska näiden väliin asettuvalla nopeudella 0,3 m/s tulokset asettuvat johdonmukaisesti verrattuna muilla nopeuksilla laskettuihin tuloksiin. Sen sijaan osajärjestelmien kohdalla hyötysuhteet on esitetty kaikilla käytetyillä nopeuksilla.

Esitettävät energiadiagrammit kuvaavat järjestelmän erilaisissa tilanteissa ottaman energian määrää sekä järjestelmän kykyä muuntaa akun luovuttama sähköenergia työksi nostoliikkeessä. Järjestelmään mittausta varten sijoitetut tilavuusvirta-anturit on tuloksia esittäessä sisällytetty osaksi järjestelmää eikä niistä aiheutuvaa häviötä ei ole vähennetty niitä energiansiirtoketjussa edeltävien osien energiankulutuksesta. Tämä siksi, että laskennassa olisi tällöin täytynyt käyttää energian muunnoshyötysuhteita, jolloin saatuihin arvoihin liittyvä epävarmuus olisi kasvanut huomattavaksi. Tästä antureiden järjestelmään sisällyttämisestä johtuen niiden hyötysuhteita heikentävä vaikutus on mukana esitetyissä kuvaajissa sekä kokonaishyötysuhteen arvoissa.

Pumpun ja maston välisen järjestelmän tehohäviö jakautuu pääosin venttiilissä aiheutuvaan häviöön ja tilavuusvirta-antureiden aiheuttamaan häviöön. Molemmat häviöt ovat tilavuusvirrasta riippuvia, jolloin niiden keskinäinen suhde on vakio lähes koko mittausalueella. Antureiden osuus vaihtelee käyttötilanteen mukaan noin 25–30 % tämän järjestelmäosan kokonaishäviöstä.

Kuvissa 22–25 akulta otettu sähköenergia on piirretty punaisella (ylin käyrä), hydraulipumpun ottama mekaaninen energia sinisellä, pumpulta saatava hydraulenergia vihreällä sekä kuorman ja maston osien potentiaalienergian muutos lilalla (alin käyrä). Vapaanostoalueella tehdyt nostot on suoritettu siirtymäalueella 0,5–2,5 m, ja ylänostoalueella vastavasti alueella 3,0–5,0 m.

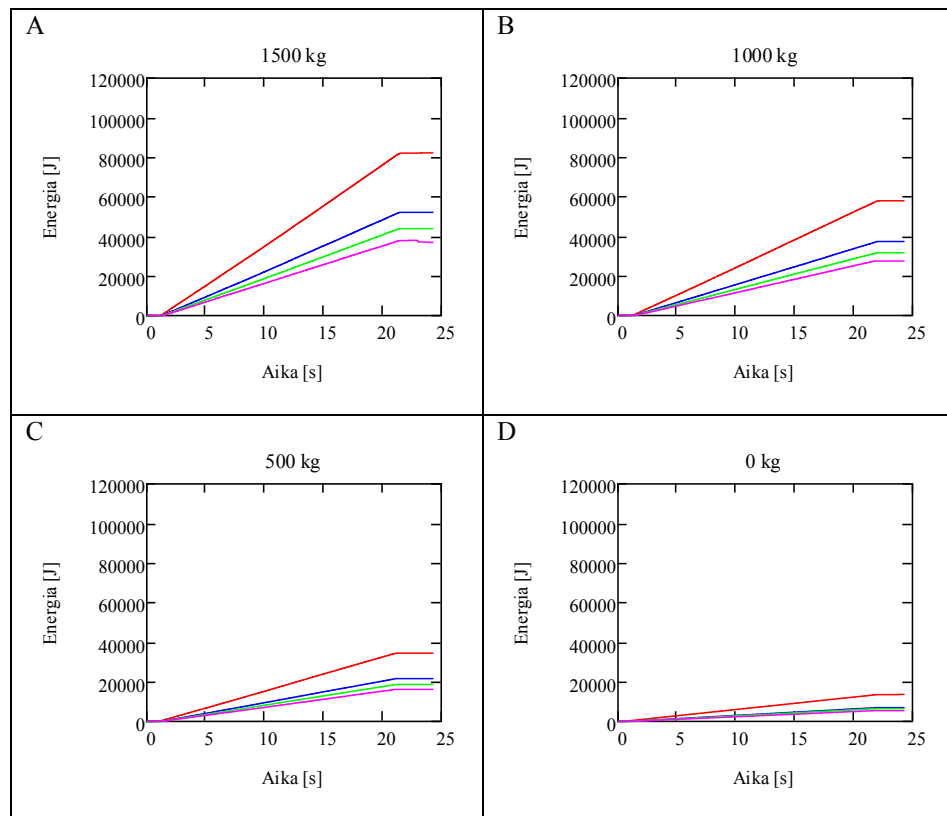
Nostetun taakan pysyessä vakiona akulta otettu sähköenergia on hitaalla liikenopeudella suurempi suhteessa muihin energioihin kuin suurella liikenopeudella (A Kuva 22 ,Kuva 23). Sähkömoottorin ottovirta on verrannollinen moottorilta vaadittuun vääntömomenttiin, eikä riipu merkittävästi pyörimisnopeudesta, jolloin sen ottoteho ei laske samassa suhteessa moottorin tuottaman akselitehon kanssa. Moottorin hydraulijärjestelmään tekemä työ ei muutu merkittävästi liikenopeuden muuttuessa.



**Kuva 22. Järjestelmän energiatasot. Nosto vapaanostoaalueella, nopeus 0,4 m/s.**

Energian muuntamiseen ja siirtoon liittyvistä häviöistä johtuen kukin siirros energiamuodosta toiseen kasvattaa energiantarvetta. Täten kuorman potentiaalienergian muutokseen (lila käyrä) tarvittava hydrauliennergian määrä (vihreä käyrä) on suurempi kuin edellä mainittu. Esitetty hydrauliennergia sisältää pumpun ja sylinterien väliset virtauksen kitkahäviöt. Vastaavasti pumpun ottama mekaaninen energia on pumpun häviöistä johtuen suurempi kuin pumpun tuottama energia. Akulta otettavaan energiaan vaikuttaa edellä mainittujen lisäksi vielä pumpun käyttämiseen tarvittavan sähköisen järjestelmän häviöt.

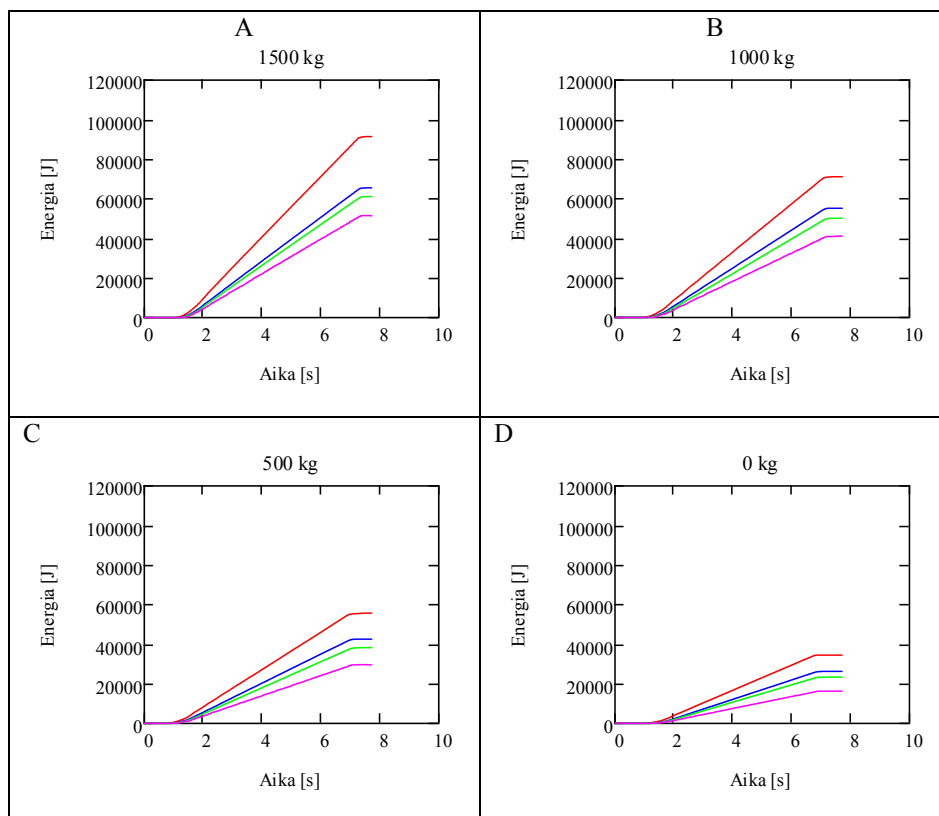
Kertavastushäviöt hydrauliputkistossa, tilavuusvirta-antureissa ja venttiilissä kasvavat liikenopeutta lisättäessä, mikä heikentää hydrauliennergian siirron ja potentiaalienergiaksi muuntamisen hyötysuhdetta.



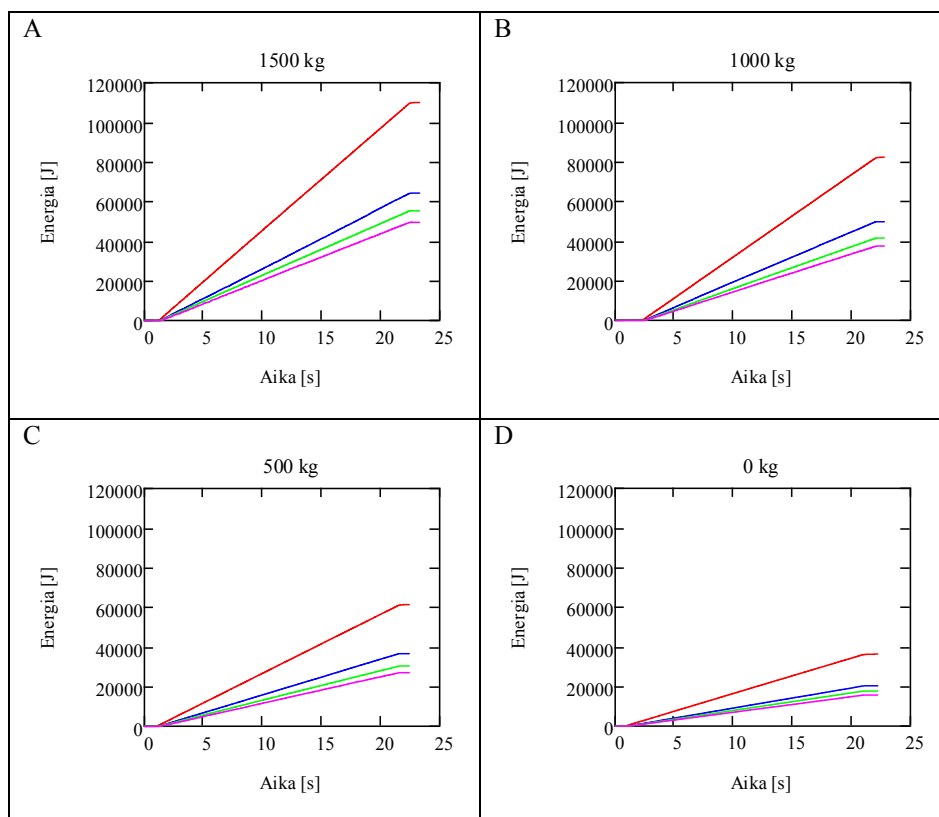
**Kuva 23. Järjestelmän energiatasot. Nosto vapaanostoaalueella, nopeus 0,1 m/s.**

Pumpulta saatavan energian ja potentiaalienergian erotus koostuu venttiilin painehäviöstä, maston mekaanisista kitkoista, nostosylinterien kitkoista ja hydrauliputkiston ja antureiden kertavastushäviöistä, joista merkittävin on venttiilin aiheuttama painehäviö. Tästä johtuen energioiden välinen erotus riippuu tilavuusvirran suuruudesta ja edelleen noston liikenopeudesta, jolloin pienellä liikenopeudella erotus on pienempi kuin suuremmilla nopeuksilla. Ilmiö on havaittavissa kaikilla kuormilla nostoalueesta riippumatta.





**Kuva 24. Järjestelmän energiatasot. Nosto ylänostoalueella, nopeus 0,4 m/s.**



**Kuva 25. Järjestelmän energiatasot. Nosto ylänostoalueella, nopeus 0,1 m/s.**

Mittausjärjestelmän kannalta nopeudensäädin ja sähkömoottori muodostavat yhden kokonaisuuden. Niiden yhdistetty hyötysuhde sekä hydraulipumpun hyötysuhde on seuraavassa laskettu kyseisten kokonaisuuksien ottaman ja antaman tehon hetkellisten arvojen avulla. Transienttitilanteet on jätetty tarkastelun ulkopuolelle ja hyötysuhteet on laskettu tasaisen liikkeen aikaisten hyötysuhteiden keskiarvona. Taulukoissa 8 ja 9 on esitetty nostonopeuden ja kuorman vaikutus järjestelmän eri osien hyötysuhteisiin.

**Taulukko 8. Sähkömoottorin ja nopeudensäätimen hyötysuhde nostotilanteessa vapaanostalueella.**

Nopeus	Kuorma [kg]			
[m/s]	0	500	1000	1500
0,4	0,72	0,76	0,77	0,79
0,3	0,67	0,72	0,74	0,73
0,1	0,42	0,56	0,59	0,59

**Taulukko 9. Hydraulipumpun kokonaishyötysuhde nostotilanteessa vapaanostalueella.**

Nopeus	Kuorma [kg]			
[m/s]	0	500	1000	1500
0,4	0,86	0,89	0,91	0,88
0,3	0,88	0,91	0,91	0,92
0,1	0,98	0,92	0,9	0,89

Pumpun kokonaishyötysuhde koostuu vuotoja kuvaavasta volumetrisesta hyötysuhteesta ja hydraulisia (virtaus-) kitkoja ja mekaanisia kitkoja kuvaavasta hydromekaanisesta hyötysuhteesta. Niiden arvot riippuvat sekä pumpun yli vallitsevasta paine-erosta, että pumpun pyörimisnopeudesta, minkä lisäksi niiden riippuvuus näistä tekijöistä ei ole keskenään yhdenmukainen. Kuormituksen myötä kasvava paine aiheuttaa pumpun sisäisten välysten kasvun, mikä aiheuttaa volumetrisen hyötysuhteen laskua lisääntyneiden vuotojen takia. Merkittävimmillään tämä ilmiö on pienillä pyörimisnopeuksilla. Pyörimisnopeuden kasvassa pumpun mekaanisten kitkojen vaikutus pienenee, mutta toisaalta samalla virtauskitkat kasvavat. Näiden yhteisvaikutus hydromekaaniseen hyötysuhteeseen ilmenee parhaiten suurimmalla kuormalla saaduissa tuloksissa.

Koska venttiilin tapauksessa ei voida määritellä hyötysuhdetta, taulukossa 10 on esitetty kuorman ja nostonopeuden vaikutus venttiilissä tapahtuvaan tehohäviöön, mikä on ilmaistu suhteessa venttiilille tulevaan hydrauliseen tehoon. Sekä nostonopeuden kohottaminen, että kuorman pienentäminen kasvattavat suhteellista häviötä. Pienillä kuormilla tällä suhteelli-

sen häviön kasvulla ei kuitenkaan ole suurta vaikutusta järjestelmän kokonaisenergiankulutukseen, sillä häviöiden absoluuttiset arvot jäävät tällöin pieniksi, mikä johtuu järjestelmän muutenkin alhaisesta energiatasosta.

**Taulukko 10. Kuorman ja nopeuden vaikutus suuntaventtiilin suhteelliseen tehohäviöön nostettaessa vapaanostoaalueella.**

Nopeus	Kuorma [kg]			
[m/s]	0	500	1000	1500
0,4	0,40	0,21	0,12	0,11
0,3	0,33	0,13	0,08	0,06
0,1	0,10	0,02	0,01	0,01

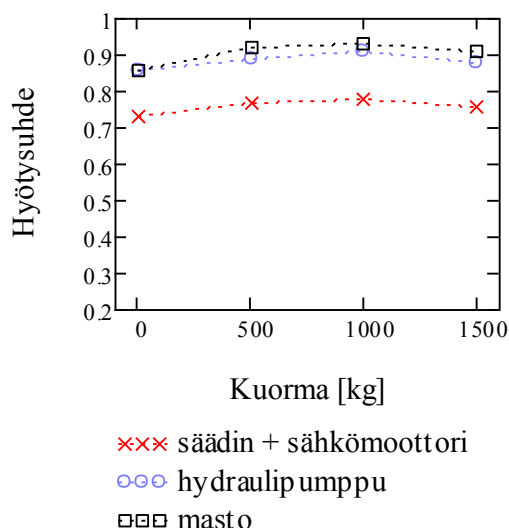
Kokonaishyötysuhteet on määritetty kuorman ja maston osien potentiaalienergian muutoksen  $\Delta E_{\text{pot}}$  ja akulta otetun sähköenergian  $E_{\text{sähkö}}$  avulla vertaamalla mittausten lopputilan arvoja. (Ks. kuvat 22–25)

**Taulukko 11. Kokonaishyötysuhde vapaanostoaalueella energioiden avulla laskettuna,  $\Delta E_{\text{pot}}/E_{\text{sähkö}}$ .**

Nopeus	Kuorma [kg]			
[m/s]	0	500	1000	1500
0,4	0,26	0,44	0,53	0,53
0,3	0,33	0,52	0,56	0,55
0,1	0,41	0,47	0,49	0,46

Kun nosto tapahtuu vähäisellä hyötykuormalla, sähköenergia muuttuu pääasiassa maston liikkuvien osien potentiaalienergiaksi. Tällöin järjestelmän energiatehokkuus on heikko, pääosin venttiilin aiheuttaman häviön merkityksen kasvusta johtuen.

Kuvassa 26 on esitetty energiansiirtoketjun eri osien hyötysuhteiden riippuvuus kuormasta, kun nosto tapahtuu vapaanostoaalueella nopeudella 0,4 m/s. Maston hyötysuhde kuvaa nostosylinterien ja maston mekaanisen rakenteen yhdistettyä hyötysuhdetta.

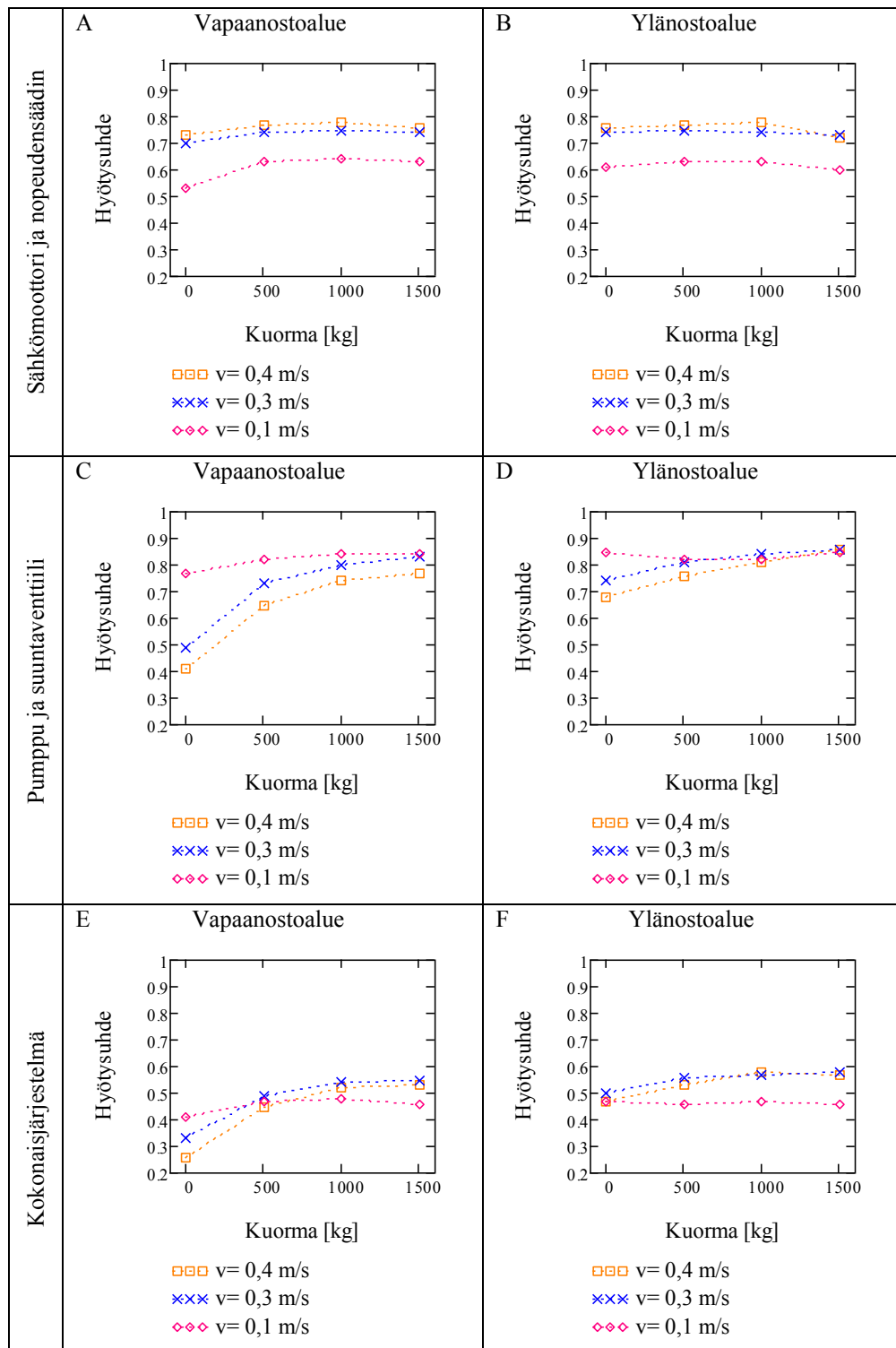


**Kuva 26. Kuorman vaikutus hyötysuhteisiin vapaanostalueella, nopeus 0,4 m/s.**

Hyötysuhteiden lasku kuorma-alueen ääripäissä johtuu kuormariippuvien häviöiden osuuk-sien erilaisesta painottumisesta. Kuormituksen kasvu johtaa järjestelmän painetason nou-suun, jolloin pumpun volumetrinen hyötysuhde laskee sisäisten vuotojen kasvaessa ja ai-heuttaa kuvan esittämän pumpun kokonaishyötysuhteen laskun. Toisaalta kuorman pienen-täminen eli paineen lasku johtaa pumpun hydromekaanisen ja samalla myös sen kokonais-hyötysuhteen heikkenemiseen. Kuvan tilanteessa pumpun optimitoiminta-alue sijoittuu kuorma-arvolle 1000 kg.

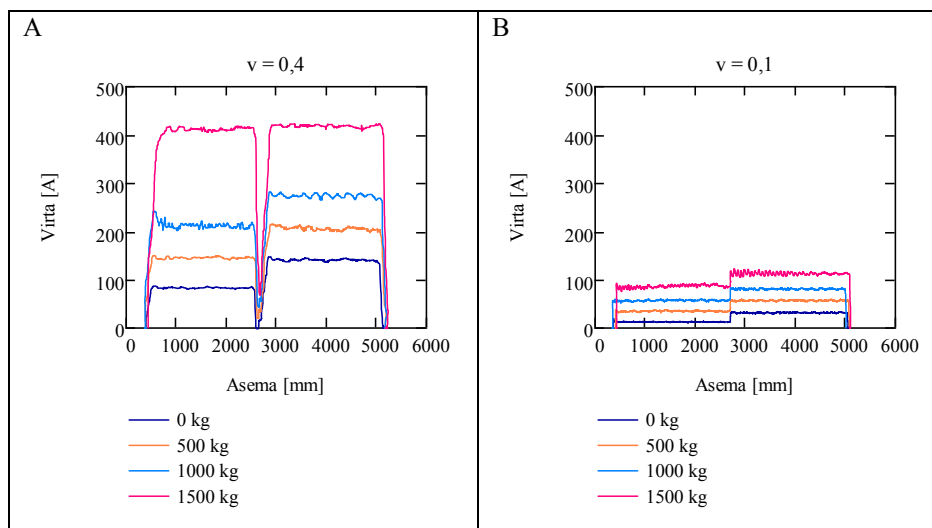
Maston putkistossa ja sylinterien virtauskanavissa aiheutuvien, tilavuusvirrasta riippuvien painehäviöiden suhteellinen osuus järjestelmän painetasosta on sitä suurempi, mitä pie-nempi on järjestelmän kuormitus. Tämä heikentää maston hyötysuhdetta pienillä kuormilla kuvan tilanteessa. Pienemmillä liikenopeuksilla hyötysuhteen heikkeneminen on vähäi-sempää, koska tilavuusvirrat ovat pienemmät. Kuorman kasvaessa taas siitä johtuva paine-tason nousu lisää sylinterin tiivisteistä aiheutuvia kitkoja, mikä laskee maston hyötysuhdet-ta.

Seuraavassa kuvassa on esitetty järjestelmän osakokonaisuuksille sisääntulo- ja ulostu-loenergioiden suhteena lasketut hyötysuhteet, kun tarkastellaan työliikkeeseen käytettyjä kokonaisenergioita. Alanostalueella lähtökorkeus oli 0,5 ja loppukorkeus 2,5 metriä, ylänostoalueella vastaavasti 3,0 ja 5,0 metriä. Hydraulipumppu, venttiili ja putkisto sylinte-reille muodostavat tarkastelussa yhden kokonaisuuden.



**Kuva 27. Hyötysuhteet erilaisilla kuormilla ja nostonopeuksilla.**

Ilman hyötykuormaa järjestelmän painetaso on matala. Tällöin kertavastus- ja niihin rinnastettavien painehäviöiden suhteellinen osuus järjestelmän painetasosta kasvaa. Tästä seuraa, että sekä pumpun ja venttiilin (C kuva 27) että järjestelmän kokonaishyötysuhde (E) heikentyvät. Selkeimmin tämä ilmenee nopeudella 0,4 m/s.



**Kuva 28. Sähkömoottorin akulta eri kuormilla ottama virta, nosto koko alueella (0,5–5,0 m).**

Sähkömoottorin akulta ottama virta saavuttaa suurimman akulta saatavissa olevan arvon silloin, kun suurinta kuormaa nostetaan käyttäen nopeudetta 0,4 m/s.

Taulukossa 12 on esitetty potentiaalienergian ja hydraulien energian välisen muuntamisen hyötysuhteet, kun suoritetaan laskuliikettä vapaanostoaueella.

**Taulukko 12. Maston laskuliikkeen hyötysuhde vapaanostoaueella.**

Nopeus [m/s]	Kuorma [kg]			
	0	500	1000	1500
0,3	0,74	0,92	0,95	0,95
0,1	0,80	0,94	0,95	0,97

Ylänostoaueella tapahtuvan laskuliikkeen tapauksissa hyötysuhteiden arvot olivat säännöllisesti yli 0,98.

Edellä esitettyihin tuloksiin liittyvää epävarmuutta arvioitaessa todettiin, että mittausjärjestelmän tietokoneen näytteenottovälin mittaisen aika-askeleen virhe oli merkityksetön suhteessa muihin virhelähteisiin, ja se voitiin siten jättää ottamatta huomioon. Merkittävin vaikutus epävarmuuteen oli järjestelmän antureilla. Tässä työssä esitetyissä mittauksissa hydraulinesteen lämpötilan vaihtelu oli mittaussuunnitelmassa sallittua  $\pm 3$  °C vaihtelua vähäisempää ollen  $\pm 1$  °C.

Maston rakenteellisen massan arvoon liittyvä epävarmuus lisää kokonaishyötysuhteeseen liittyvää epävarmuutta. Koska nyt saatuja tuloksia käytetään vertailutuloksina parannetuilla järjestelmillä tehdyille mittauksille, joissa hyötykuorma ja maston rakenteellinen massa pysyvät samana, massaan liittyvä epävarmuus on jätetty tässä työssä tarkastelun ulkopuolelle.

Luvussa 5.2 esitetty yhdistetyn epävarmuuden laskentamenetelmä olettaa yksittäisen mittauksen epävarmuuden olevan tilastollisesti jakautunutta tosiarvon molemmin puolin. Kun hetkellisen tehon kautta laskettujen energiamäärien muutosten epävarmuudet yhdistetään neliöllisesti (kaava 26), yhdistetty epävarmuus kasvaa logaritmisesti. Energiamäärän kasvassa lineaarisesti suhteellinen epävarmuus pienenee laskentapisteiden määrän lisääntyessä, jolloin saadaan liian optimistinen kuva laskennan virheestä.

Taulukossa Taulukko 13 on esitetty kokonaishyötysuhteen virhe sekä satunnaisjakautuneena epävarmuutena, että maksimivirheiden avulla määriteltynä. Taulukkoon on valittu toisistaan poikkeavat mittaussyklit, joiden on katsottu edustavan ääripäitä epävarmuuden laskennan kannalta. Koska nostoalueella 0,5-2,5 m tehdyssä mittauksessa kuorma ja nopeus ovat pienet, suureiden mitatut arvot ovat pienet suhteessa mittausketjusta aiheutuviin virheisiin. Sähkömoottorin ottotehon ollessa pieni erityisesti virran mittauksen suhteellinen epävarmuus nousee merkittäväksi.

**Taulukko 13. Kokonaishyötysuhteen epävarmuus prosenttiyksiköinä ilmaistuna.**

	0,5-2,5 m,	3,0-5,0 m,
	0 kg,	1500 kg,
	0,1 m/s	0,4 m/s
Epävarmuus ( $k=1$ )	0,5%yks.	0,4%yks.
Maksimivirhe	±2,6%yks.	±0,6%yks.

## 6 Johtopäätökset

Tässä luvussa esitetään johtopäätökset ja arvioidaan järjestelmän parannusmahdollisuuksia sekä verrataan saatuja tuloksia soveltuvin osin vastaavien tutkimusten tuloksiin.

### 6.1 *Energiankulutuksen ja hyötysuhteen arviointi*

Hydraulijärjestelmän kokonaishyötysuhde oli parhaimmillaan suurilla kuormilla ja pienillä nopeuksilla. Hyötysuhde laski suurilla nopeuksilla ja kuormaa pienennettäessä, koska tällöin häviöiden suhteellinen osuus energiankulutuksesta suureni.

Nostotoiminnon venttiilin aiheuttama energiahäviö riippuu venttiilin läpi menevästä tilavuusvirrasta, jolloin nostonopeus vaikuttaa venttiiliryhmästä aiheutuvaan energiankulutukseen ja sen suhteellinen osuus kokonaisenergiankulutuksesta riippuu järjestelmän painetastosta. Näin ollen venttiiliryhmän häviöiden vaikutus on merkittävä erityisesti silloin, kun suoritetaan suurinopeuksisia nostoja ilman hyötykuormaa. Ilmiö korostuu vapaanostoalueella, koska sillä toimittaessa järjestelmän kokonaispainetaso on alimmillaan.

Maston mekaaninen hyötysuhde on riittävän hyvä, jotta taakan potentiaalienergiaa voidaan hyödyntää regeneratiivisella järjestelmällä. Hyötysuhteen lisäksi energian talteenoton kannattavuuteen vaikuttaa sylinterien painetaso. Alanostoalueella pienillä kuormilla painetaso jää matalaksi ja heikentää merkittävästi mahdollisuuksia ottaa energiaa talteen, ylänostoalueella maston rakenteen massa nostaa järjestelmän vähimmäispainetason talteenotolle suotuisammaksi.

Venttiililohkon sylintereihin yhdistävien putkien ja letkujen aiheuttama painehäviö on pieni suhteessa kuormasta aiheutuvaan paineeseen ja sen vaikutus nostoliikkeen kokonaisenergiankulutukseen on merkityksetön.

Sähkömoottorin hyötysuhde heikkenee pyörimisnopeuden laskiessa käytettäessä liikenopeutta 0,1 m/s. Suuremmilla nopeuksilla ( $\geq 0,3$  m/s) toimitaan alueella, jossa moottorin hyötysuhde ei heikkene merkittävästi.

Nopeudensäätimen hyötysuhdetta ei voitu määrittää mittauksin tässä tutkimuksessa, mutta oletettavasti säädin on verrannollinen taajuusmuuttajaan, jolle Minav et al. ilmoittaa hyötysuhteeksi yli 98 %. (Minav et al., 2009) Aranto ilmoittaa taajuusmuuttajan hyötysuhteeksi yli 95 %, kun moottorin pyörimisnopeus on riittävä. (Aranto, 2008) Taajuusmuuttajan hyötysuhde paranee pyörimisnopeuden noustessa. Näin ollen energiansiirtoketjun sähköisen osan hyötysuhteeseen vaikuttaa merkittävästi sähkömoottorin hyötysuhde, jonka huippuarvot esiintyvät taajuusmuuttajan arvoja kapeammalla toiminta-alueella.

### 6.2 *Parannuskohteiden esittäminen*

Trukin energiataloutta voidaan parantaa joko korvaamalla nykyisiä komponentteja paremman hyötysuhteen omaavilla tai muuttamalla järjestelmän perusratkaisua.

Eräs mahdollisuus on korvata pumpun käyttömoottorina oleva induktiomoottori kestopagneettimoottorilla, joiden hyötysuhteet ovat yleisesti noin 8–18 % prosenttia korkeampia kuin induktiomoottoreilla. (Ružojčić, 2013) Kestomagneettimoottorin hyötysuhde on huomattavasti parempi etenkin alemmilla pyörimisnopeuksilla (Demmelmayr, Troyer and Schroedl, 2011), joilla nykyjärjestelmän moottorin hyötysuhde on huonoimmillaan. Koska



nykyisen moottorin hyötysuhteen osuutta trukin sähköjärjestelmän kokonaishyötysuhteesta ei tunneta, tällä moottorivaihdolla saavutettavaa hyötysuhteen mahdollista paranemista ei voida arvioida täysin luotettavasti.

Hammaspyöräpumpun hyötysuhde oli mittausten perusteella kirjallisuudessa esiintyviä arvoja parempi, joten vaihdolla paremman kokonaishyötysuhteen omaavaan pumpputyypin, kuten mäntäpumppuun, ei mittaustulosten valossa saavuteta merkittävää etua. (Kauranne, Kajaste and Vilenius, 2006)

Nostoliikkeen aikana suuntaventtiilin ainoa tehtävä on sallia virtaus pumpulta nostosylinterille. Suurilla nostonopeuksilla tilavuusvirrasta johtuvia painehäviöitä minimoimalla voidaan pienentää taulukossa 10 esitettyjä häviöitä erityisesti silloin, kun nostetaan haarukoita ilman kuormaa. Nostoliikkeen energiankulutuksen lisäys on verrannollinen painehäviön vaatimaan järjestelmäpaineen kasvattamiseen venttiilin etupuolella.

Vaikka tässä työssä ei mitattu akun hyötysuhdetta, voitaisiin akkutyyppiä vaihtamalla parantaa trukin kokonaisenergiataloutta. Kuvassa Kuva 19 on nähtävissä akun napajännitteen lasku ottovirran kasvaessa, mikä johtuu akun sisäisestä resistanssista. Suurilla ottovirran arvoilla lyijyakun hyötysuhde heikkenee, eli akun energiasta sisäisiin häviöihin kuluva osuus kasvaa. Litium-ioni akun hyötysuhde on merkittävästi parempi suurilla ottovirroilla. (Albright, Edie and Al-Hallaj, 2012) Niiden suurempi hankintahinta rajoittaa toistaiseksi käytön laajenemista.

Edellä esitetyn perusteella järjestelmän nostoliikkeen aikaisia häviöitä voidaan siis pienentää vaihtamalla häviöitä aiheuttavia komponentteja paremman hyötysuhteen omaaviin. Hyötysuhteiden parannuspotentiaali on kuitenkin keskimäärin vain muutamia prosentteja, mistä johtuen tällä tavoin saavutettava kokonaisparannus jää pieneksi. Lisäksi nostoliikkeet muodostavat vain puolet pidemmän aikavälin työtoiminnoista, mikä edelleen vähentää näiden parannuspotentiaalien merkitystä.

Taakan kannalta tarkasteltuna sen käsittely muodostaa nollaenergiasyklin, jossa nostossa taakkaan tehty työ palautuu taakkaa laskettaessa. Nostettuun kokonaismassaan, eli taakkaan ja sitä nostettaessa liikkuviin maston rakenneosiin sitoutunut energiamäärä on tässä työssä lasketun nostoliikkeen kokonaishyötysuhteen arvon perusteella yli puolet nostossa käytetystä energiamäärästä. Tarkastellussa järjestelmässä tätä energiaa ei kuitenkaan oteta talteen, vaan se hukataan suuntaventtiilissä laskunopeutta säädettyä. Sen talteenotto antaa kuitenkin mahdollisuuden järjestelmän energiatalouden merkittävään parantamiseen. (Hänninen, 2016) Tämän mahdollistaa myös työssä tehty havainto, että maston mekaaniset ja hydrauliset häviöt ovat vähäisiä, jolloin taakan potentiaalienergia on mahdollista muuntaa hydrauliseksi hyvällä hyötysuhteella. Taloudellisesti merkittävien energiamäärien talteenotto edellyttää kuitenkin, että vapautuvan potentiaalienergian määrä ylittää maston häviöihin kuluvan energian määrän selvästi. Kolvenbachin mukaan potentiaalienergiasta saadaan muunnetuksi hydrauliseen muotoon käyttötilanteen mukaan jopa 85 %. (Kolvenbach, 2010) Muunnettaessa hydraulinen energia edelleen sähköiseksi energiaksi muunnos aiheuttaa lisähäviön, jolloin potentiaalienergia ja sähköenergian muuntohyötysuhde jää alle 60 %. Näin ollen on perusteltua taltioida energia hydrauliseen muotoon esimerkiksi paineakkuun, jolloin vältetään kahdelta ylimääräiseltä energianmuunnokselta.

Paineakkujen käytettävyyttä energiavarastona rajoittaa kuitenkin se, että lataustilanteessa akun sisältämän kaasun lämpötila kohoaa nopeasti mikä johtaa lämpöenergian siirtymiseen

akun vaipan kautta ympäristöön, joka taas heikentää paineakun kokonaishyötysuhdetta. Lisäksi akun käytettävyyttä vaihtelevakuormitteisen trukin kanssa vaikeuttaa se, että akun staattinen esilatauspaine voidaan optimoida kerrallaan vain yhdelle kuormalle. Vaihtelevilla kuormituksilla operoivalle trukille valittu esilatauspaine on aina jonkinlainen käyttötilanteiden välinen kompromissi, mikä johtaa siihen, että todellinen energiatalouden paraneminen jää alhaisemmaksi kuin ideaalitilanteessa.

## 7 Yhteenveto

Tässä työssä on toteutettu trukin hydraulikäyttöisten mastotoimintojen energiansiirtoketjun mittausjärjestelmä ja todennettu maston energiankulutus painopisteen ollessa nosto- ja laskutoiminnossa. Näitä tuloksia voidaan käyttää arvioitaessa erilaisia vaihtoehtoisia energian talteenottomenetelmiä, joiden lisääminen nykyiseen järjestelmään on perusteltua tässä työssä saatujen tulosten mukaan.

Trukin mastotoiminnon energiankäytön tehokkuutta arvioitiin vertaamalla sähköakulta otettua energiaa saavutettuun kokonaiskuorman potentiaalienergian muutokseen. Kokonaishyötysuhteen lisäksi tutkittiin energiahäviöiden jakautumista komponenttien tai osakokonaisuuksien kesken, mitä varten mastohydrauliikan energiansiirtoketjun anturointi toteutettiin siten, että mittaustuloksista kyettiin laskemaan siirtyvä energia tai tehty työ järjestelmän eri pisteissä ja määrittämään järjestelmän osien hyötysuhteet erilaisissa käyttötilanteissa. Energian siirron ja muuntamisen kannalta kiinnostavimpia kohteita olivat nopeudensäädin/sähkömoottori-kokonaisuus, hydraulipumppu, nostotoiminnon venttiilistö sekä maston hydraulisylinterit.

Mittaukset suoritettiin joitain poikkeuksia lukuun ottamatta mittaussuunnitelman mukaisina. Pääpaino oli nosto- ja laskuliikkeessä, joihin liittyvissä mittauksissa varioitiin liikenopeutta, kuormaa ja liikealuetta. Maston muiden toimintojen kohdalla tehtyjen suppeampien mittausten tarkoituksena oli selvittää toimintojen energiankulutuksen suuruutta suhteessa nostotoimintoon.

Järjestelmän kokonaishyötysuhde määritettiin potentiaalienergian muutoksen ja akulta otetun energian suhteena erikseen ala- ja ylänostoalueelle kullakin nostonopeus- ja kuormayhdistelmällä, jolloin hyötysuhde vaihteli edellisen kohdalla välillä 0,26–0,56 ja jälkimmäisessä tapauksessa välillä 0,45–0,59.

Sähkömoottori ja sitä ohjaava nopeudensäädin muodostivat mittauksen kannalta kokonaisuuden, jonka hyötysuhteen havaittiin vaihtelevan vapaanostoaluetta käytettäessä välillä 0,42–0,79, ollen suurimmalla käytetyllä nostonopeudella kuorman mukaan 0,72–0,79.

Hydraulijärjestelmän hyötysuhde oli alimmillaan pienillä painetasoilla, mikä selittyy komponentteihin liittyvien kertavastushäviöiden suhteellisen osuuden kasvulla, mikä oli merkittäväntä suuntaventtiilin kohdalla. Pienillä kuormilla venttiilin nostotilanteessa aiheuttama suhteellinen energiahäviö vaihteli nostonopeudesta riippuen välillä 0,1–0,4.

Maston mekaanisen rakenteen ja siihen sisältyvien hydraulisylinterien yhdistetty hyötysuhde oli myös järjestelmän painetasosta ja liikenopeudesta riippuva. Nostoliikkeissä vapaanostoalueella, jossa kertavastushäviöiden osuus oli merkittävämpi, hyötysuhde oli suurimmalla nopeudella välillä 0,86–0,92. Energian talteenoton kannalta tärkeä laskuliikkeen hyötysuhde oli ylänostoalueella yli 0,98 ja vapaanostoalueella vaihteli välillä 0,74–0,97.

Työssä havaittiin, että nostovaiheen energiankulutusta ei pystytäkään merkittävästi parantamaan korvaamalla nykyisiä komponentteja energiataloudellisemmilla komponenteilla. Näin ollen suurin potentiaali energiatalouden parantamiseen on nykyjärjestelmässä laskuliikkeen aikana hukattavan energian talteenotossa ja uudelleen hyödyntämisessä. Talteenotettavan mukaan taakan laskeutuessaan tekemästä työstä voidaan saada talteen parhaim-

millaan 60–80 % ja parhaaseen tulokseen päästään minimoimalla energiamuodon muunnokset, mikä käytännössä tarkoittaa talteenoton toteuttamista hydraulisena.

## Lähdeluettelo

Albright, G., Edie, J. and Al-Hallaj, S. (2012) *A Comparison of Lead Acid to Lithium-ion in Stationary Storage Applications*, *Altenergymag*. Available at: [http://www.altenergymag.com/content.php?post\\_type=1884](http://www.altenergymag.com/content.php?post_type=1884) (Accessed: 15 October 2017).

Aranto, N. (2008) *Competitor Comparison: Variable Speed Drives in Pumping Applications*. Lappeenranta University of Technology.

Demmelmayr, F., Troyer, M. and Schroedl, M. (2011) 'Advantages of PM-machines Compared to Induction Machines in Terms of Efficiency and Sensorless Control in Traction Applications', in *Proceedings of the IEEE IECON Conference*, pp. 2762–2768.

Hänninen, H. (2016) *Reducing Energy Consumption of Reach Truck Utilizing Hydraulic Energy Recovery System*. Aalto University.

Kauranne, H., Kajaste, J. and Vilenius, M. (2006) *Hydraulitekniiikan perusteet*. 3.-6. Werner Söderström Osakeyhtiö.

Kolvenbach, H. (2010) 'Effektive Regeneration: Kürzere Zykluszeiten bei geringerem Energiebedarf', *O+P Fluidtechnik* 4/2010, pp. 138–143.

Minav, T. *et al.* (2009) 'EUROCON '09', in *Proceedings of EUROCON 2009*. St.Petersburg, Russia: IEEE.

Rocla (no date) *Humanic Reach Trucks*. Available at: [http://www.rocla.com/sites/rocla.com/files/sample-files/humanic\\_hsf.pdf](http://www.rocla.com/sites/rocla.com/files/sample-files/humanic_hsf.pdf) (Accessed: 15 October 2017).

Rocla Solutions Oy (2014) 'Trukinkuljettajan opas'.

Ružojčić, B. (2013) *Permanent Magnet Motor Efficiencies*. Available at: <http://www.argoresources.com/researchdetaila.html> (Accessed: 15 October 2017).

## Liite 1. Mittaussuunnitelma

Mittaus sykliä nosto-/laskuliikkeitä, kukin mittaus tehdään kolme kertaa. Ylänostoaluelle sykliä toistuvat siirtymällä 3-5 m.

☐ Kuorma 0 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,4 m/s (vakio)

☐ Kuorma 0 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,3 m/s (vakio)

☐ Kuorma 0 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,1 m/s (vakio)

☐ Kuorma 500 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,4 m/s (vakio)

☐ Kuorma 500 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,3 m/s (vakio)

☐ Kuorma 500 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,1 m/s (vakio)

☐ Kuorma 1000 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,4 m/s (vakio)

☐ Kuorma 1000 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,3 m/s (vakio)

☐ Kuorma 1000 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,1 m/s (vakio)

☐ Kuorma 1500 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,4 m/s (vakio)

☐ Kuorma 1500 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,3 m/s (vakio)

☐ Kuorma 1500 kg, Siirtymä 0,5–2,5m, Nopeus 0,1 m/s (vakio)